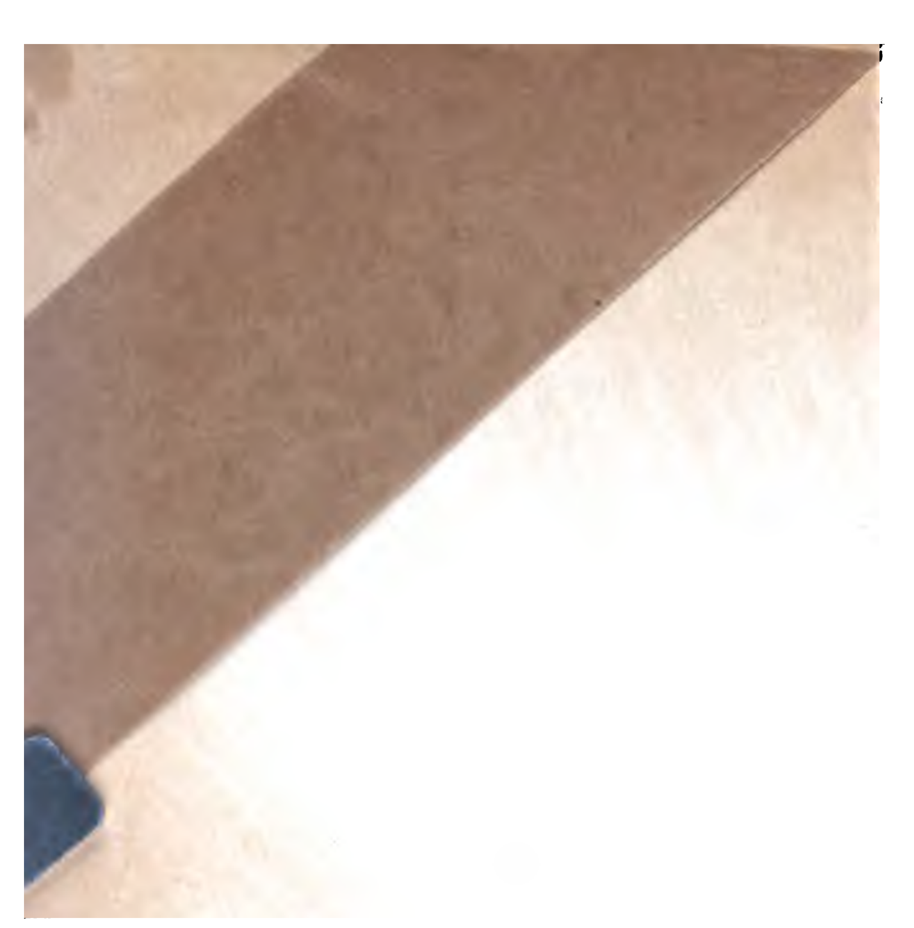
DER STRASSENBAU, EISENBAHNBAU UND BETRIEB,
BRÜCKENBAU, ANLAGE VON FABRIK- UND GRUBENBAHNEN,
HEBEAPPARATE, SCHIFFBAU

W. H. UHLAND

LEIPZIG 1888
BAUMGÄRTNER'S BUCHHANDLUNG



Inhalts-Verzeichniss.

VIII. Strassenbau, Eisenbahnbau und Betrieb.

A. Strassenbau.

Für die Abnutzung der Strassen sind massgebend die Belastungen und die Geschwindigkeiten der Fuhrwerke bei bestimmten Abmessungen und die **Spurweite**. Letztere war früher durch Gesetz bestimmt und betrug in England 1,520 m, von Aussen- zu Aussenkante des Radkranzes gemessen, in Preussen 1,360 m, von der Aussen- zur Innenkante des Radkranzes gemessen. Die Maximalbelastungen sind meistens durch Special-Gesetze geregelt, und zwar gilt als Regel eine Maximallast von 8500 kg für einen Wagen bei Felgenbreiten von 17,5 – 30 cm. Bei Locomotiv- und Kesseltransporten kann jedes Rad bis 10000 kg belastet sein. Schwere Chausseewalzen wiegen bei 1,0 – 1,1 m Breite unbelastet 5000—7000 kg, mit Steinen oder Wasser belastet 7000—10000 kg; mit Dampf betriebene Chausseewalzen wiegen 12500—13000 kg, wobei das Gewicht auf 2 Achsen von 2,0—2,5 m Abstand und eine Zone von 1,1—1,5 m Breite vertheilt anzunehmen ist (die Achsen sind gewöhnlich ungleich belastet). Die Geschwindigkeit der Fuhrwerke richtet sich nach der Geschwindigkeit des verwendeten Zugthieres. Die Geschwindigkeit des Pferdes beträgt bei verschiedenen Gangarten in m pro Secunde:

Gangart	Geschwindigkeit	Gangart	Geschwindigkeit	Gangart	Geschwindigkeit
Langsamer Schritt . . .	1,0	Gestreckter Trab . .	4,0—6,0	Stärkster Galopp . .	10,0—12,0
Schnellschritt.	2,0	Stärkster Trab . . .	10,0	Renngeschwindigkeit .	12,0—16,0
Kurzer Trab	3,0—4,0	Gewöhnlicher Galopp .	7,0—10,0	Grösste beob. desgl. .	24,0 (?)

Esel bewegen sich im Schritt mit 0,6—1,2 m, Maulthiere desgl. 0,8—1,5 m, Ochsen desgl. 0,4—0,7 m pro Secunde.

Die Strassen sind so zu traciren, dass sie sich dem Terrain möglichst anschliessen und dass starke Krümmungen möglichst vermieden werden. Die Kronenlinie ist so zu legen, dass hohe Auf- und Abträge thunlichst vermieden werden und ein häufiger Wechsel des Steigens und Fallens nicht eintritt. Als Maximalsteigungen gelten in der Regel: in gebirgigen Gegenden 5%, im Hügellande 4%, im Flachlande 2,5%. Können Maximalsteigungen von mehr als 4% nicht vermieden werden, so sind in Entfernungen von 600 – 800 m horizontale Ruhestrecken von ca. 30 m Länge anzubringen. Horizontale Strecken sind nur dann zulässig, wenn die Strasse eine freie Lage hat und eine besonders gute Entwässerung stattfindet. Die Strassenkrone soll nach einigen Vorschriften 0,6 m über den bekannten höchsten Wasserstand gelegt werden, nach anderen Vorschriften soll dieselbe nur so hoch liegen, dass sie von dem Hochwasser nicht erreicht wird.

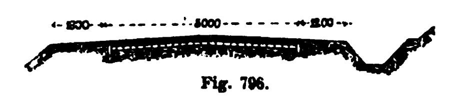
Die **Breite des Planums** der Strasse richtet sich im allgemeinen nach der Frequenz und der hierdurch bedingten Breite der Steinbahn. Erhebt sich das Planum nicht wenigstens 0,6 m über das Terrain, oder ist dasselbe ganz oder theilweise in das Terrain eingeschnitten, so ist auf beiden Seiten, resp. auf einer Seite ein Graben von ca. 1½facher Böschung anzulegen. Die Dimensionen der Gräben richten sich nach der abzuführenden Wassermenge und nach ihrem Gefälle.

Das Quergefälle der Steinbahn richtet sich zum Theil nach dem Längengefälle der Strasse, sodass bei starkem Gefälle ein geringeres Quergefälle angewendet wird; ausserdem wird dasselbe durch die grössere oder geringere Härte des Materials bedingt. Nach erfolgter Befestigung der Steindecke soll dieselbe bei festem Material ein Quergefälle von 3—5%, bei mässig festem ein solches von 5—6% besitzen.

Die Steinbahnen werden den örtlichen Verhältnissen entsprechend verschieden hergestellt, und zwar: 1) aus einer Packlage mit Steinschlagdecke; 2) aus einem Unterbau von Grobschlag mit Steinschlagdecke (Macadamisirung); 3) aus Kies (Grand); 4) aus Kiesunterbau mit Steinschlagdecke; 5) aus einem Unterbau mit Eisenschlacken oder Rasenerz mit Steinschlagdecke; 6) aus Pflaster von natürlichen Steinen oder 7) aus hartgebrannten Ziegeln, sogenannten Klinkern.

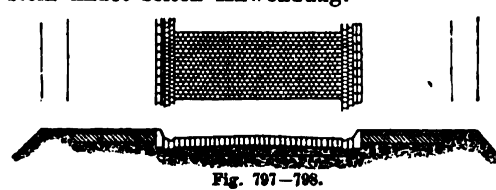
Bei der Versteinung mit **Packlage** unterstützt man die Lagen zerkleinerter Steine, welche die obere Steinbahn bilden, mit einem Grundbau von grösseren Steinen, Packlage genannt (s. Fig. 796). Die

Packlage besteht aus 120 bis 150 mm hohen Steinen, welche hochkantig auf das Planum gesetzt werden, mit der flacheren Seite nach unten. Auf die Packlage bringt man eine oder auch zwei Decklagen aus klein zerschlagenen Steinen, deren Dimensionen 30—40—50 mm betragen sollen; die Stärke der Decklagen ist 90—160 mm. Bei Anwendung zweier Decklagen wird zu der oberen besseres, zu der unteren schlechteres Material verwendet; im letzteren Falle bekommt die untere Lage auch eine grössere Stärke.


Fig. 796.

Fällt die Packlage aus, so nennt man diese Construction, wie bereits oben erwähnt, **Macadamisirung**; an die Stelle der Packlage tritt dann eine Lage Steinschlag, deren Steine häufig ein stärkeres Korn wie die in den oberen Lagen angewendeten Steine haben und meist aus weniger gutem Material hergestellt sind. Die so gebildete Versteinung besteht also aus zwei oder drei Lagen von zusammen 200—250 mm Stärke. Die unter 3, 4 und 5 oben angegebenen Strassendecken werden in solchen Gegenden verwendet, wo Steine schwer zu beschaffen sind, jedoch Rasenerzlager sich finden oder Eisenhütten im Betriebe sind. Die Schlacke darf nicht glasartig sein, sondern sie muss getempert sein. Dieses geschieht, indem man sie in grosse Gruben laufen lässt, mit Schlackengrus umhüllt und so langsam erkalten lässt.

Wege mit grösserem Verkehr pflegen statt mit einer Steinschlagbahn mit Pflaster versehen zu werden. Das **Steinpflaster** besteht aus Bettung und Steinkörper. Erstere muss wasserdurchlässig sein und als sichere Unterlage die Senkung einiger Steine bestimmt verhüten; die Steine müssen möglichst würfelförmig sein, auf der Bettung gut aufstehen, an die nebenstehenden Steine gut anschliessen und aus einem harten Gestein gebildet sein. Die Bettung besteht meist aus feinem Kies, auch wohl aus scharfem Sande oder selten aus feinem Steinschlag; sie soll eine Stärke von 200—500 mm haben und auf vollständig sicherem Untergrunde gelagert sein. Das Material für Pflasterbahnen soll grosse Festigkeit, Zähigkeit und Ausdauer und überdies gute Spaltflächen besitzen, sodass leicht regelmässige Körper aus ihm gebildet werden können, und es ist wünschenswerth, dass seine Oberfläche durch das Befahren nicht zu leicht glatt werde. Letztere unangenehme Eigenschaft hat z. B. der Basalt, welcher sonst mit dem Gabbro zu den vorzüglichsten Pflastermaterialien zählt; ihnen zunächst steht der Grünstein, dann Porphyr, feinkörniger Gneiss und Granit, fester Sandstein (besonders Kohlensandstein) und Grauwacke; Kalkstein findet selten Anwendung.

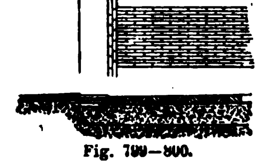

Fig. 797—798.

Die Pflastersteine haben die Form eines Parallepipedums oder die unteren Kanten desselben sind abgeschrägt. Die Dimensionen der Steine sind 100—170 mm Breite, 120—250 mm Länge und 150—200 mm Höhe. Bei Ermittelung des Materialbedarfs rechnet man bei 17 cm hohen Steinen pro qm 0,16—0,18 cbm und bei 21 cm hohen Steinen pro qm 0,21—0,23 cbm je nach Beschaffenheit des Materials. Das Pflaster wird zu beiden Seiten mit Bordsteinen eingefasst, welche meistens aus Sandsteinen, Granit u. dgl. hergestellt werden, oder es werden breite Pflastersteine zur Einfassung verwendet (s. Fig. 797—798).

Nach Festigkeitsprüfungen, welche in der Versuchsanstalt der Elsass-Lothringischen Eisenbahnen zu Strassburg im Jahre 1876 angestellt sind, haben sich folgende Zahlen für die **Festigkeit** verschiedener Strassenbaumaterialien ergeben:

Gesteinsarten	Zahl der Proben	Seitenlänge der Würfel	Festigkeit in kg pro qcm		
			Grenzwerthe		Durchschnitt
		cm			
Sandstein	29	7—10	960	300	590
do.	62	10—13	840	290	490
do.	46	13—15	430	140	330
Kalksteine	20	8—10	990	90	440
Granit	10	9—10	875	480	760
Basaltlava	10	7—10	710	280	440

In Gegenden, wo natürliche Steine zur Herstellung des Pflasters schwer zu beschaffen sind, verwendet man zur Befestigung der Wege hartgebrannte Ziegelsteine von ca. 228 mm Länge, 108 mm Breite und 52 mm Höhe, sog. **Klinker** (s. Fig. 799—800). Die Unterbettung wird wie bei anderem Pflaster gebildet in einer Stärke von 150—200 mm; auch die Borde bildet man, wie oben beschrieben, aus natürlichen Steinen, oder, sofern solche nicht zu beschaffen sind, aus mehreren (meist 5) Klinkern, welche als Läufer in der Strassenrichtung hochkantig gestellt werden. Dieselben werden in den letzten Reihen gegen die Strassenbahn etwas tiefer gestellt und mit Rasenplatten überdeckt, welche die Banketts bilden. Die Klinkerbahnen werden mit einer 6—12 mm dicken Sandschicht versehen, um die Steine vor allzu grosser Abnutzung zu bewahren.


Fig. 799—800.

Soll das Befahren der Strassen kein grosses Geräusch verursachen, so wird die Bahn aus **Holzpflaster** oder **Asphaltbelag** hergestellt. Das Holzpflaster, welches in einigen Städten Anwendung gefunden hat, wird aus Klötzen aus Eichenholz von 150—200 mm Höhe von quadratischem (auch wohl sechs- oder achteckigem) Querschnitt hergestellt, indem man sie so auf Bohlen oder Sand bettet, dass in der Oberfläche nur Hirnholz erscheint. Zweckmässiger als letztere Construction sind die Asphaltbahnen aus comprimirtem natürlichen Asphalt oder aus gegossenem Asphalt. Der natürliche gemahlene Asphalt wird auf einer festen, trockenen (am besten aus Beton von 150—200 mm Stärke gebildeten) Unterlage ausgebreitet und mit heissen Stampfen und geheizten Walzen comprimirt. Die comprimirte Lage hat eine Stärke von 40—60 mm. Der gegossene Asphalt wird für Fahrstrassen selten angewendet, jedoch für Fusswege in vielen Städten ausschliesslich. Er besteht aus gemahlenem natürlichen Asphalt mit einem Zusatz von 2—5% reinen Erdharzes in viereckige Brode geformt. Bei der Verwendung wird er, mit Sand oder besser Kies, auch wohl feinem Steinschlag gemischt, in einem Kessel geschmolzen und in grossen Löffeln aufgetragen und glattgestrichen. Die Stärke der gegossenen Asphaltlage beträgt für Fusswege ca. 20 mm, für Durchfahrten ca. 33 mm, die Stärke der Unterlage (aus fest gestampftem natürlichen Asphalt, Beton oder Ziegelsteinen) beträgt 60—120 mm.

Selten ist die Anwendung von **Eisenpflaster** zur Befestigung der Fahrbahn. Es werden zellenartig durchbrochene Stücke von 1 m Länge, 60 cm Breite und 8 cm Höhe aus Gusseisen hergestellt, welche auf ihrem ganzen Umfange zahnartig ineinander greifen. Die Unterlage wird durch eine Kieslage von 10 bis 20 cm Stärke gebildet. 1 qm Pflaster enthält etwa 150 kg an Eisengewicht.

B. Eisenbahnbau und Betrieb.

1. Bahnbau.*)

1. Bau der freien Strecke.

Bei der **Tracirung** sind zu unterscheiden: Bahnen im Flachlande, im Hügellande und Gebirgsbahnen, die in Bezug auf Steigungen und Krümmungen voneinander abweichen. Die Eisenbahnen (Locomotivbahnen) zerfallen ausserdem noch in Hauptbahnen und Nebenbahnen (Secundärbahnen). Sie unterscheiden sich durch ihre Betriebsmittel und die zulässigen Geschwindigkeiten. Hauptbahnen sind im allgemeinen solche Bahnen, deren Betriebsmittel auf jede andere Bahn übergehen können.

Der **Entwurf** für Hauptbahnen ist so anzuordnen, dass, sobald es erforderlich wird, zwei Geleise angelegt werden können. Das Längengefälle, welches die Hauptbahnen in der Regel nicht überschreiten sollen, beträgt: im flachen Lande 1 : 200 (5‰), im Hügellande 1 : 100 (10‰), im Gebirge 1 : 40 (25‰). Die Gefällwechsel sind zur Gewinnung sanfter Uebergänge mittelst möglichst schlanker Curven von mindestens 2000 m Radius abzurunden. Zwischen Gegengefällen oder Gegensteigungen von 1 : 200 und darüber soll eine horizontale Strecke, womöglich von der Länge eines Güterzuges, eingelegt werden.

Der **Krümmungshalbmesser** der Curven soll bei Bahnen im flachen Lande womöglich nicht unter 1100 m, im Hügellande nicht unter 600 m, bei Gebirgsbahnen nicht unter 300 m betragen; Radien unter 180 m sind unzulässig. Der Uebergang aus der geraden Strecke in die Curve ist durch eine Parabelcurve zu vermitteln. Für Bahnen untergeordneter Bedeutung darf das Längengefälle auf freier Strecke das Verhältniss 1 : 25 (40‰) nicht überschreiten. Die Minimalradien dürfen auf freier Strecke nicht kleiner als 100 m sein.

Die **Spurweite** muss im Lichten 1,435 m betragen. Die Spurweite soll in Curven mit Halbmesser unter 1000 m im Verhältniss zur Abnahme der Länge der Radien angemessen vergrössert werden (nach Winkler ist die Spurerweiterung $= \frac{38000}{R}$ mm). Diese Vergrösserung, welche durch Verschiebung des inneren Schienenstranges ausgeführt wird, darf das Mass von 30 mm selbst bei einem Halbmesser von 180 m nicht übersteigen. Die Ueberhöhung der äusseren Schiene in Curven beträgt $\frac{45000}{R}$ mm.

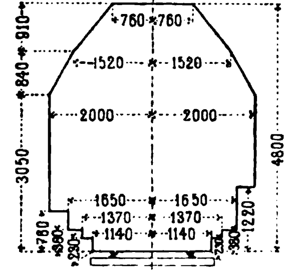


Fig. 801.

Auf der freien Bahn ist das beistehende linksseitige **Normalprofil** des lichten Raumes (s. Fig. 801) mindestens innezuhalten; bei Neubauten ist auf die Spur-Erweiterung und Ueberhöhung in Curven bezüglich der Innehaltung des Normalprofils Rücksicht zu nehmen. Auf

*) Nach den „Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen“.

denjenigen Geleisen der Bahnhöfe, auf welchen Züge bewegt werden, ist das rechtsseitige Normalprofil mindestens innezuhalten. Für die durchgehenden Geleise der Bahnhöfe ist die Innehaltung des linksseitig gezeichneten Normalprofils zu empfehlen; für Neubauten ist das Höhenmass der 3. Stufe des Normalprofils von 1,220 m auf 1,120 m zu reduciren. Erhebungen der Zwangsschienen, der Drehscheiben, Verschluss-Vorrichtungen und ähnlicher, jedoch die Bewegung der Locomotiven und Wagen nicht hindernder Gegenstände sind nach Massgabe des Normalprofils bis zur Höhe von 50 mm über Schienenoberkante zulässig.

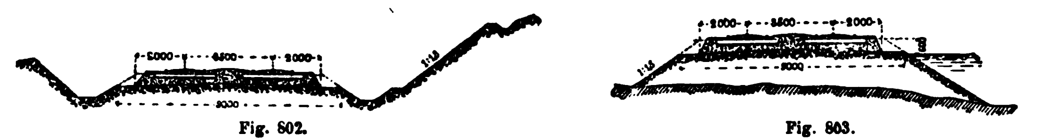


Fig. 802. Fig. 803.

Die Doppelgeleise der freien Bahn sollen von Mitte zu Mitte nicht weniger als 3,5 m voneinander entfernt sein. Treten zu diesen Doppelgeleisen noch weitere Geleise hinzu, so ist die Entfernung von dem alten Geleise auf mindestens 4 m festzusetzen. Bei Erbauung neuer Bahnen wird überhaupt eine Entfernung sämmtlicher Geleise von 4 m empfohlen, conform dem Normalprofil des lichten Raumes.

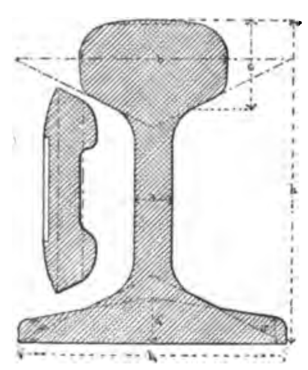


Fig. 804–805.

Die Kronenbreite, in einer durch die Unterkante der Schienen gelegten Linie gemessen, soll vom Durchschnittspunkte der Böschungslinie bis zur Mitte des nächsten Geleises nicht unter 2 m betragen (s. Fig. 802—803). Das Planum ist dergestalt trocken zu legen, dass das tiefste Eindringen des Frostes in die Erde nicht den höchsten Stand des Wassers erreicht. Die Sohle des Bettungs-Materials muss unter allen Umständen eine vollständige Entwässerung nach den Seiten des Planums erhalten, und es ist wünschenswerth, die Aussenbanketts ganz aus durchlässigem Material zu bilden. Das Bettungsmaterial soll sowohl unter den Schwellen als unter den Steinunterlagen wenigstens 200 mm stark sein.

Die Schienen sollen aus gewalztem Eisen oder Stahl bestehen und in der Regel in Längen von nicht weniger als 6 m verwendet werden. Der Kopf der Schienen soll bei gewölbter (nach einem Radius = 200 mm) oder gerader Oberfläche nicht weniger als 57 mm breit sein; die Schienen sollen 7000 kg pro Rad mit Sicherheit tragen können. Bezeichnet h (Fig. 804 — 805) die Höhe in mm, b die Kopfbreite, c die Kopfhöhe, b_1 die Fussbreite, δ die Randdicke, δ_1 die ideale Randdicke in der Axe der Schiene, d die Stegdicke, g das Gewicht pro laufenden Meter in kg, D den Druck eines Rades in Tonnen, so ist nach Winkler für:

	h	b	c	b_1	d	δ	δ_1	g
Eisenschienen	$69{,}7\sqrt[3]{D}$	$0{,}46 . h$	$0{,}25 . h$	$0{,}85 . h$	$0{,}113 . h$	$0{,}6 . d$	$1{,}9 . \delta$	$0{,}0022\, h^2$
Stahlschienen	$62{,}7\sqrt[3]{D}$	$0{,}48 . h$	$0{,}21 . h$	$0{,}85 . h$	$0{,}113 . h$	$0{,}6 . d$	$1{,}9 . \delta$	$0{,}00202\, h^2$

Bei den Schienen für Hauptbahnen ist g ca. 36 kg, für Secundärbahnen ca. 25 kg (d. i. $D = 3500$ kg).

Die Schienen sollen mindestens um $^1/_{20}$ der Höhe nach innen geneigt sein. An der Innenseite eines Geleises müssen alle Befestigungsmittel, als Stühle, Schrauben, Nägel etc. mindestens 38 mm unter dem höchsten Punkte des Schienenkopfes liegen. Die Stossverbindungen der beiden Schienen eines Geleises in gerader Linie sollen einander normal gegenüber angeordnet werden. In Curven ist das Legen der Schienen mit verwechseltem Stoss zulässig. Die Verbindung der Schienen an den Stössen wird durch eine kräftige Laschenconstruction mit mindestens 4 Schraubenbolzen bewirkt, welche den erforderlichen Spielraum für Temperaturveränderungen gestattet (s. Fig. 806 bis 808).

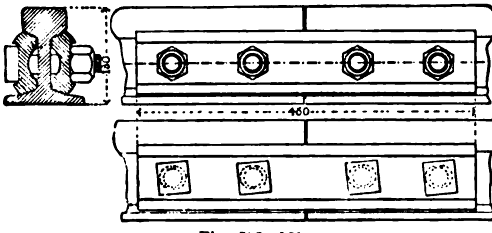


Fig. 806–808.

Als Schienenunterlagen können Holz, Stein und Eisen verwendet werden; zweckmässig ist es, bei hölzernen Querschwellen Unterlagsplättchen von Eisen zu verwenden. Holzschwellen sind durch Imprägniren (mit Zinkchlorid) vor Fäulniss zu schützen. Der in neuerer Zeit vielfach verwendete eiserne Oberbau ist

sehr zu empfehlen, sowohl mit Langschwellen (Systeme: Hilf, Hartwig u. a.) als auch mit Querschwellen (Systeme: Vautherin, Winkler etc.). Fig. 809—810 stellen die Einrichtung des Hilf'schen Oberbaues dar.

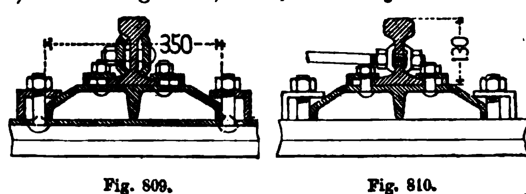


Fig. 809. Fig. 810.

Bei **Wegeübergängen** in Geleisen von normaler Spurweite soll der Raum für den Spurkranz 67 mm breit und 38 mm tief sein. Die Niveau-Uebergänge sind mit leicht sichtbaren Barrièren in angemessener Entfernung von dem nächsten Bahngeleise zu versehen.

2. Bahnhofsanlagen.

Die **Bahnhöfe** sollen in der Regel eine horizontale Strecke, womöglich von 900 m, mindestens jedoch im Flach- und Hügellande von 550 m, im Gebirge von 180 m erhalten. Im Flachlande und im Hügellande sollen hiervon mindestens 180 m in gerader Linie liegen. Grössere Neigungen als 1 : 400 sollen auf Bahnhöfen nicht vorkommen; jedoch können da, wo sehr lange Züge miteinander kreuzen, die Endweichen auch in grössere Neigungen gelegt werden.

Die geringste Entfernung der Geleise von Mitte zu Mitte auf Bahnhöfen sollte eigentlich 4,5 m betragen. Für Hauptgeleise, zwischen denen Perrons anzulegen sind, ist eine Entfernung von mindestens 6 m von Mitte zu Mitte zu empfehlen; für kleinere Bahnhöfe und Haltestellen ist hierfür als geringstes Mass 5 m zulässig.

Ausweichungen, durch welche ganze Züge fahren, sollen mit Radien von mindestens 180 m angelegt werden. Wünschenswerth ist es, die Endweichen der Bahnhöfe mit Radien von etwa 300 m zu construiren; zwischen den beiden Gegenkrümmungen eines Verbindungsgeleises soll eine gerade Linie von mindestens 6 m liegen. Eine zweckmässige Weichenconstruction mit beweglichen, gleich langen und unterschlagenden Zungen ist in Fig. 811 dargestellt. Dieselbe ist eine einfache Ausweichung nach links in einer Neigung = 1 : 10. A ist ein aus Hartguss hergestelltes Herzstück, B sind Zwangsschienen, C die beiden beweglichen Weichenzungen und bei D ist der Weichenbock befindlich. Die Spitzen der Zungen sollen mindestens 100 mm, im übrigen soweit aufschlagen, dass an keiner Stelle ein Anstreifen der Räder an der Zunge stattfinden kann.

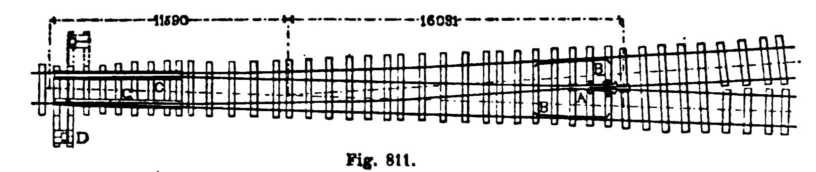


Fig. 811.

Englische Weichen sind vielfach in neuerer Zeit zur Anwendung gekommen. Eine sehr gebräuchliche Anordnung ist in Fig. 812 dargestellt für einen Kreuzungswinkel 5° 25′ (Neigung 1 : 10,546). Die ganze Weiche wird hier von einem Weichenbock A aus gestellt. B sind Hartgusskreuzungsstücke und C die hier vorhandenen 8 beweglichen Zungen. D sind 2 kurze bewegliche Zungen, welche mittelst eines besonderen Weichenbockes E verstellt werden. Es empfiehlt sich bei englischen Weichen den Kreuzungswinkel möglichst stumpf, jedenfalls die Neigung nicht kleiner als 1 : 10 zu machen, ferner die Herzstückspitze bis in den mathematischen Durchschnittspunkt fortzuführen und bei dem Kreuzungsstück die innere Flügelschiene bis zu 50 mm über Schienenoberkante zu erhöhen.

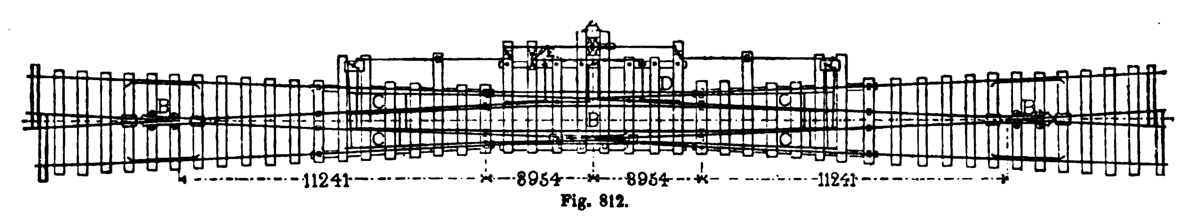


Fig. 812.

Auf allen Locomotiv-Stationen ist mindestens eine **Drehscheibe** nothwendig; dieselbe muss einen Durchmesser von mindestens 12 m besitzen, damit Locomotive und Tender darauf gedreht werden können. In den Fig. 813—817 ist eine Locomotiv-Drehscheibe von 12 m Durchmesser dargestellt, wie sie vielfach bei der Hannoverschen Staatsbahn ausgeführt worden ist. Dieselbe ist ganz aus Schmiedeeisen construirt und besteht aus 2 nach den Enden abgeschrägten Hauptträgern A, zwischen welche sich 6 Querträger B setzen, sämmtlich doppel-T-förmig. Die Endträger B_1 sind aus starkem ⊏-Eisen gebildet. Die Drehscheibe wird in der Mitte durch einen Stahlzapfen, welcher sich in dem sog. Königsstuhl C befindet, und durch 4 am Umfange befindliche Laufräder D unterstützt. Die Drehscheibe wird bewegt, indem

man mittelst eines Windewerkes *E* zwei kleine Getriebe *F* und damit durch 2 Kegelräder *G* zwei Laufräder in Umdrehung versetzt. Der Hebel *H* bewirkt durch den Riegel *J* die Feststellung der Drehscheibe in der jedesmaligen Lage. Ausserdem sind bei den meisten Constructionen noch Vorrichtungen angebracht, um die Laufräder beim Befahren zu entlasten.

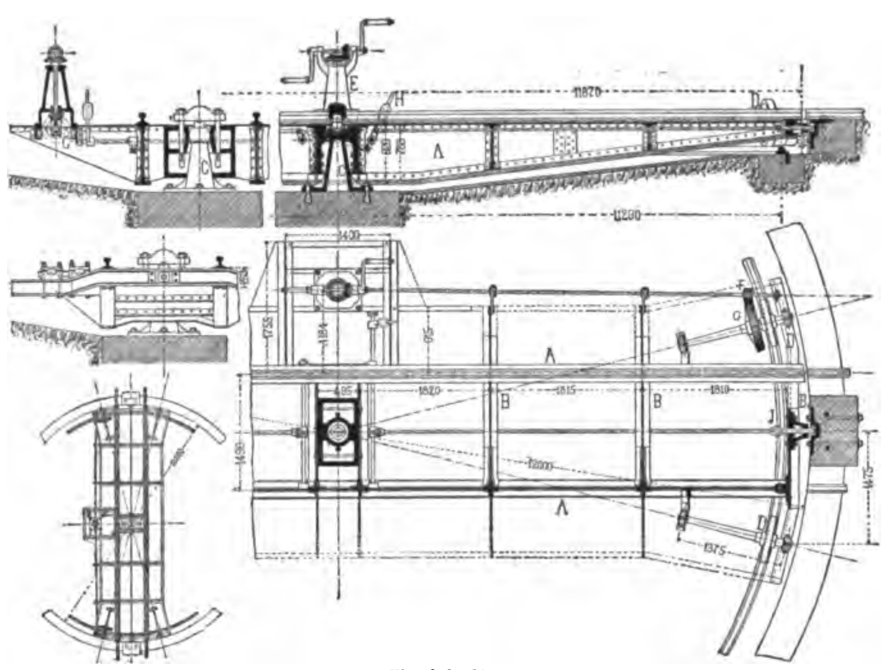


Fig. 813—817.

Eine Drehscheibe für Wagen bis zu 15000 kg Gewicht ist in den Fig. 818—820 gezeichnet. Die höchst einfache Construction ist sehr empfehlenswerth. Die Hauptträger *A*, die Querträger *B* und die Kopfträger B_1 sind sämmtlich doppel-T-förmig. *C* sind Diagonalen, um eine Querversteifung zu bewirken. Die Unterstützung der Drehscheibe findet auch durch 4 Laufräder *D* und einen Mittelzapfen *E* statt. Die Drehung der Scheibe wird hervorgebracht, indem in die Hülsen *F* Bäume gesteckt werden, gegen welche sich eine genügende Anzahl Arbeiter stemmen. Die Verschlussvorrichtung *G* besteht aus einer einfachen Klinke.

Schiebebühnen für Locomotiven sollen aus Schmiedeeisen oder Stahl construirt sein; für Wagen sind auch wohl hölzerne Schiebebühnen zulässig. Die Gruben dürfen nicht über 500 mm tief sein. Die Schiebebühnen werden mit versenkten und mit unversenkten Geleisen construirt, und zwar sind erstere in durchgehenden Hauptgeleisen unzulässig.

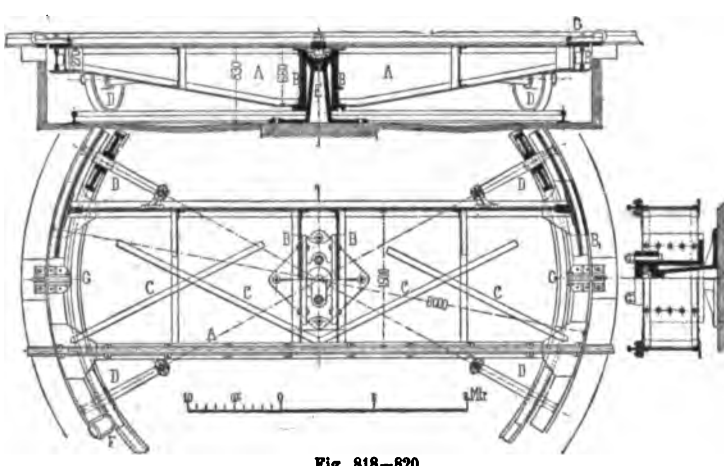


Fig. 818—820.

Fig. 821—823 zeigen eine Locomotiv-Schiebebühne mit versenktem Geleise von ca. 6 m Länge. Dieselbe ist aus gewalzten Doppel-T-Trägern construirt, sowohl die Hauptträger *A* wie die Querträger *B*. Die Querträger *B*, welche die Last auf die 6 Laufrollen *C* zu übertragen haben, sind je aus einem Stück gebildet und gehen durch, während die Träger *A* jeder aus 3 Theilen bestehen. Die Bewegung der Bühne erfolgt durch das Windewerk *D*, welches mit veränderlicher Uebersetzung ausgestattet ist, um die Bühne damit im beladenen und im unbeladenen Zustande bewegen zu können.

Eine Schiebebühne mit unversenktem Geleise ist in Fig. 825 im Grundriss, in Fig. 824 in der Längenansicht und in Fig. 826 in der Seitenansicht dargestellt. Die Längsträger *A* sind wegen der beschränkten Höhe aus 4 gewalzten Doppel-T-Trägern von 119 mm Höhe gebildet. Die Querverbindung wird vermittelt durch starke Flacheisen *C*, auf welche sich besonders ausgebildete Stücke *B* aus Gusseisen setzen, in welchen die Lager für die hier vorhandenen 16 Laufrollen angebracht sind. Die Eisenbahnfahrzeuge werden über die gewöhnlich aufstehenden Zungen *E* auf die Bühne gefahren und werden dort durch flache Schienen *D* unterstützt, welche sich zwischen je 2 Längsträgern *A* befinden. Das Windewerk zum Bewegen der Schiebebühne befindet sich bei *F*; die Kraft wird von dort durch die schräg liegende Welle *G* mittelst Kegelräder auf die horizontale Welle *H* und somit auf 4 Laufrollen übertragen.

Für die Verladung schwerer Gegenstände sind feste oder transportable **Krahne** zu empfehlen; die Krahne sind mit der zulässigen Maximalbelastung zu bezeichnen und periodisch zu revidiren. Auf jedem Haupt- und Endbahnhofe, sowie auf jedem wichtigeren Zwischenbahnhofe sind Brückenwaagen anzulegen, auf welchen sowohl Eisenbahnwagen als auch Frachtfuhrwerke gewogen werden können.

Wasserstationen sind in entsprechenden Entfernungen anzulegen und ist hierbei reichliche und sichere Versorgung der Locomotiven mit gutem Speisewasser vorzusehen. Das Wasser wird den Tendern mittelst Röhren von mindestens 150 mm lichtem Durchmesser zugeführt und zwar durch sog. **Wasserkrahne.** Die in kurzer Zeit pro Locomotive zu liefernde Wassermenge ist sehr beträchtlich; dieselbe beträgt nach Goschler:

für Schnellzug-Locomot.	pro km:	58— 66 kg;
	pro Stunde:	3300—4000 „
Gemischte Zug-Locomot.	pro km:	75— 90 „
	pro Stunde:	3000—3600 „
Güterzug-Locomotiven	pro km:	108— 144 „
	pro Stunde:	2700—3600 „

Fig. 821—823.

Die Wasserkrahne werden zweckmässig als freistehende construirt (s. Fig. 827) und befinden sich dann gewöhnlich zwischen 2 Geleisen. Bei dem in Fig. 827 dargestellten Wasserkrahne wird das Wasser durch eine Rohrleitung R zugeführt, in welche man zur Verminderung von Stössen einen Windkessel W eingeschaltet hat. Soll der Wasserkrahn gebraucht werden, so dreht man mit der Kette den Ausguss A über das Geleise. Es dreht sich dabei das Rohr R_1

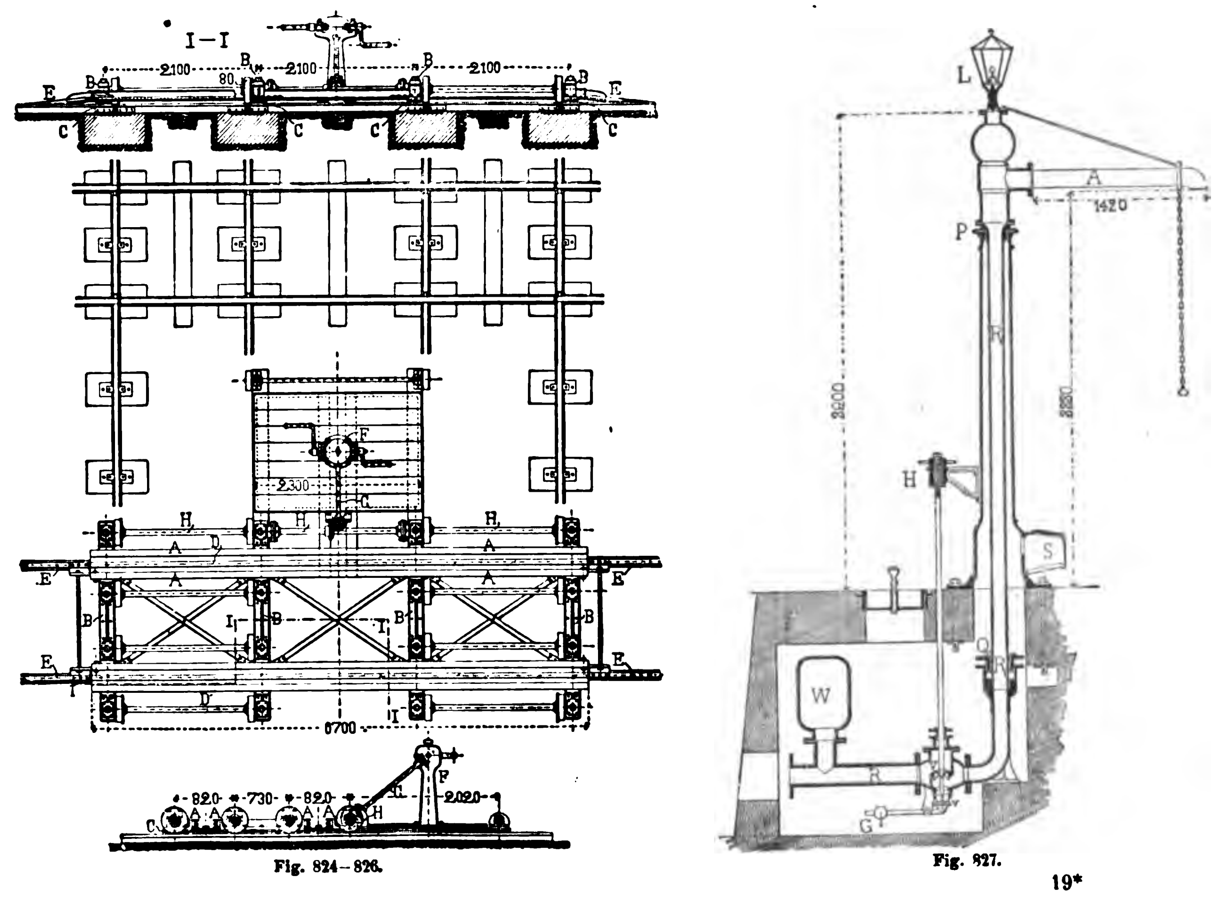


Fig. 824—826.

Fig. 827.

mit dem Ausguss in der oberen Führung *P* und der Stopfbüchse *Q*; die sich mit drehende Laterne *L* giebt die Stellung des Krahnes bei Nacht an. (Richtiger sitzt die Laterne vorn auf dem Ausleger.) Soll Wasser genommen werden, so öffnet man durch Drehen des Handrades *H* das Ventil *V*, das Wasser steigt in R_1 in die Höhe und fliesst durch den Ausleger *A* aus. Nach dem Gebrauche des Krahnes wird zunächst das Ventil *V* geschlossen; es öffnet sich dabei, wie aus der Figur ersichtlich, das Ventil *v* und gewährt dadurch dem in der Krahnsäule stehen gebliebenen Wasser einen Abfluss. Wird beim Gebrauche *V* geöffnet, so wird *v* durch das Gewicht *G* geschlossen.

Im **Locomotivschuppen** soll für jede Locomotive soviel Raum vorhanden sein, dass man bequem an allen Seiten daran arbeiten kann. Grosse, bis nahe auf den Fussboden reichende Fenster sind zweckmässig; zwischen den Schienen sind durch unterirdische Canäle zu entwässernde Arbeitsgruben von 700 bis 850 mm Tiefe mit Stufen erforderlich. Die Ausfahrtsthore sollen mindestens 4,8 m Höhe und 3,35 m Breite haben.

Für **Wagenschuppen** ist ausser Obigem zu bemerken, dass sie so angeordnet sein müssen, dass das Ordnen und Vervollständigen eines Zuges mit den in demselben aufgestellten Wagen leicht und schnell erfolgen kann. Die Entfernung der Geleise soll nicht unter 4,4 m betragen. Sämmtliche Schuppen, sowohl Locomotiv- als auch Wagenschuppen, sind mit Wasserleitungen und Heizeinrichtungen zu versehen.

An jedem Hauptknotenpunkte eines Bahnnetzes sind **Central-Reparatur-Werkstätten** einzurichten, und zwar von solchem Umfange, dass sämmtliche Reparaturen an den Fahrbetriebsmitteln stets vollständig und schnell ausgeführt werden können. Bei neuen Anlagen ist eine spätere Ausdehnung der Werkstätten vorzusehen. Die Grösse sämmtlicher bedeckten Arbeitsräume ist für einen Reparaturstand von 25% der Locomotiven, 8% der Personenwagen und 3% der Güterwagen einzurichten; ausserdem sollen noch 5% der sämmtlichen Wagen auf den Geleisen innerhalb der Werkstätten-Einfriedigung aufgestellt werden können.

2. Betriebsmittel.

1. Locomotiven.

Die **Locomotiven** werden, je nach der Art der Dienstleistung, eingetheilt in Zugmaschinen und in Rangirmaschinen, je nachdem sie zum Dienst auf freier Strecke verwendet werden oder zum Rangirdienst auf Bahnhöfen. Erstere werden wiederum eingetheilt in Locomotiven für Flachland- und Hügelland-Bahnen und für Gebirgsbahnen. Die Locomotiven für Flachland- und Hügelland-Bahnen sind je nach der Dienstleistung in Maschinen für Schnell- und Personenzüge, für gemischte Züge und für Güterzüge einzutheilen. Die hauptsächlichsten Typen von Locomotiven sind in Fig. 828—831 dargestellt. 1) **Schnell-**

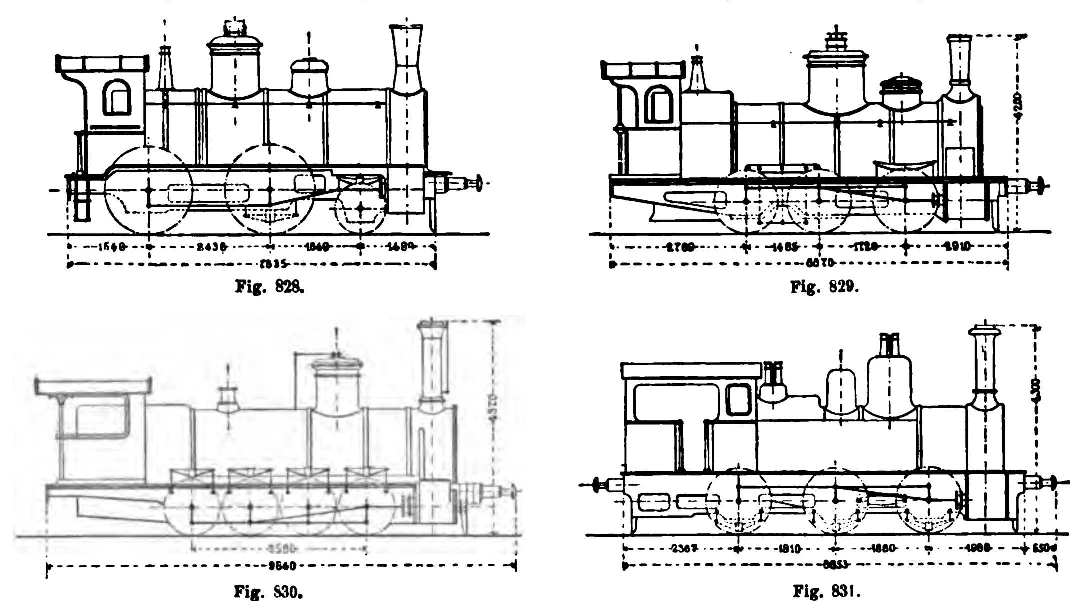


Fig. 828. Fig. 829. Fig. 830. Fig. 831.

und Personenzugmaschine (Fig. 828). Es sind zwei gekuppelte (Trieb-)Achsen vorhanden (bei ersterer auch wohl nur eine Triebachse) und 1 Laufachse; die hintere Triebachse kann sowohl unter der Feuerkiste als auch hinter derselben liegen. 2) **Güterzugmaschine** (Fig. 829), auch Locomotive für gemischten Dienst. Dieselbe besitzt nur gekuppelte Achsen (letztere auch wohl eine Laufachse), um das ganze Ge-

wicht der Locomotive zur Adhäsion nutzbar zu machen. 3) **Berglocomotive** (Fig. 830). Das Gewicht derselben wird durch die vier gekuppelten Achsen vollständig zur Adhäsion verwendet; die Maschine ist mit besonderen Einrichtungen versehen, um Curven von kleinem Radius durchfahren zu können. 4) **Tenderlocomotive** (Fig. 831). Die Art von Locomotiven führt ihren Wasser- und Kohlenvorrath für nicht zu grosse Strecken mit sich in Gefässen, die auf den Maschinen selbst angebracht sind. Man wurde zu der Construction der Tenderlocomotiven geführt, indem man das todte Gewicht des Tenders beseitigen wollte. Man verwendet sie meistens zum Rangirdienst.

Tabelle über die Hauptdimensionen, Gewichte und Fahrgeschwindigkeiten der Locomotiven.

Locomotiven für	Cylinder-Durchmesser	Hub	Triebräder		Radstand	Durchmesser des Laufrades	Heizfläche		Rostfläche	Gewicht		Mittlere Fahrgeschwindigkeit
			Anzahl	Durchmesser			direct	indirect		leer	im Dienst	
	mm	mm		mm	mm	mm	qm	qm	qm	kg	kg	km pro St.
Schnell- und Personenzüge	400 bis 440	500 bis 600	4	1800 bis 2400	4200 bis 4600	1000 bis 1025	5,5 bis 8,0	70 bis 110	0,95 bis 1,75	22500 bis 32000	25000 bis 36000	60—90
Gemischte Züge . . .	400 bis 460	500 bis 600	4	1200 bis 1500	2500 bis 4600	950 bis 1100	6—8	80 bis 110	1,0 bis 1,8	22500 bis 32000	25000 bis 36000	30—50
Güterzüge	400 bis 500	600 bis 660	6—8	1000 bis 1400	3000 bis 4400	940 bis 1100	6—9	80 bis 120	1,1—2	26250 bis 35000	30000 bis 41000	15—35
Gebirgsbahnen	460 bis 500	610 bis 680	8	1060 bis 1300	3100 bis 4100	—	7—10	100 bis 200	1,3—2	32500 bis 41250	37500 bis 47500	12—18
Rangirdienst	200 bis 400	500 bis 600	4	900 bis 1400	2400 bis 2600	900 bis 1050	4,5—8	42—90	0,7 bis 1,1	17500 bis 32500	21500 bis 42500	—

Zugkraft. Der Widerstand eines Zuges in kg ist nach der von Clark aufgestellten, von Grove verbesserten Formel: $Z = T_1\,(2{,}25 + \frac{V^2}{80} \pm 1000\,.\,i)$ für günstige Verhältnisse: gut unterhaltene Wagen und Bahn, Curven mit grossen Radien und schwachem Wind; dagegen bei ungünstigen Verhältnissen: $Z = T_1\,(4{,}0 + \frac{V^2}{50} \pm 1000\,.\,i)$. Hierin ist T_1 das ganze Zuggewicht incl. Tender und Maschine in Tonnen, also $T_1 = Q + q + L$, wenn Q das Gewicht der Wagen incl. Belastung, q das Gewicht des Tenders und L das Gewicht der Locomotive allein bezeichnet. Ferner ist V die Fahrgeschwindigkeit in m pro Secunde und $i = \sin\alpha$ das Steigungsverhältniss der Bahn. Das Zeichen $+$ gilt für die Bergfahrt und $-$ für die Thalfahrt ohne Gebrauch der Bremse.

Der am Umfang der Triebräder vorhandene mittlere Werth der Zugkraft, vorausgesetzt dass kein Gleiten stattfindet, ist: $Z_m = g\,.\,p_m\,.\,d^2\,.\,\frac{l}{D}$. Darin bezeichnet d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub, D den Triebraddurchmesser, p_m den effectiven Dampfdruck auf den Kolben und g einen Coefficienten, welcher den Verlust an Dampfdruck durch die Reibung der Maschinentheile berücksichtigt. Der Werth g ist dabei nach folgender Tabelle zu nehmen:

$\frac{l_1}{l}$	0,7 oder mehr	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
g	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,72	0,62

Nach Grove ist p_m nach folgender Tabelle zu nehmen, wenn $\frac{l_1}{l}$ das Expansionsverhältniss und p den Dampfdruck im Schieberkasten bezeichnet:

	$\frac{l_1}{l}$	$\frac{p_m}{p}$
Schnellzug-Maschinen	0,25	0,45
Personenzug- „	0,30	0,50
Güterzug- „	0,40	0,60
Gebirgs- „	0,50	0,70

Die Dampfspannung im Schieberkasten kann dabei für Schnellzug-Locomotiven um etwa 10% geringer angenommen werden als im Kessel, während man dieselbe für langsam fahrende Güterzug-Locomotiven gleich der Kesselspannung annehmen darf.

Setzt man in der obigen Formel für $Z_m\,g\,.\,p_m = p_1$, so bekommt dieselbe folgende Gestalt: $Z = p_1\,.\,d^2\,.\,\frac{l}{D}$.

Schaltenbrand hat diesen Ausdruck für die Unterscheidung der Locomotivgattungen genommen. Indem er dabei $p_1 . d^2 = \varphi$ und $\frac{l}{D} = \lambda$ setzt, theilt er dieselben, unter der Voraussetzung, dass die Locomotiven ersten Ranges sind, wie folgt ein:

	λ	$\lambda . \varphi$
Schnellzug-Locomotiven	$<$ 0,33	35—60
Personenzug- „	$<$ 0,40	50—60
Locomotiven für gemischten Dienst .	$<$ 0,40	60—100
Güter-Locomotiven	$>$ 0,40—0,60	$>$ 65—100
Last- „	$>$ 0,50	$>$ 100
Schnell-Tender-Locomotiven	$<$ 0,40	50—60
Zug-Locomotiven	$>$ 0,40—0,45	60—80
Rangir- „	$>$ 0,45	$>$ 80

Alle in der Tabelle enthaltenen Locomotiven, wenn sie besonders dazu construirt sind, eine grössere Adhäsion zu erzielen oder Curven unter 100 m Radius zu durchfahren, erhalten (nach Schaltenbrand) die Bezeichnung „Berg-Locomotive“ und wird das Wort Berg dem Namen vorgesetzt.

Die **Breite der Locomotiven** darf in den mittleren Theilen, von 0,5 m bis 3,5 m über Schienenoberkante gerechnet, an keiner Stelle mehr als 3,15 m betragen; im übrigen müssen sämmtliche Abmessungen der tiefer liegenden Theile einen seitlichen Spielraum von mindestens 50 mm und alle höher liegenden Theile einen solchen von 150 mm gegen das Normalprofil des lichten Raumes gewähren. In verticaler Richtung dürfen die tiefsten Punkte nicht weniger als 130 mm und die höchsten Punkte der Schornsteine nicht mehr als 4,570 m über Schienenoberkante vorstehen.

Locomotivkessel. Der Durchmesser variirt zwischen 1 m bis 1,4 m bei einer Länge von 3,5 m bis 5 m. Die Walzrichtung der Bleche soll rechtwinkelig zu der Kesselaxe stehen; die parallel zur Kesselaxe laufenden Nähte und meist auch die Quernähte, erhalten eine doppelte Nietung, doch legt man in den tiefsten Punkt des Kessels zweckmässig möglichst wenig Nieten. Die Dampfspannung der Kessel beträgt 8—12 Atmosphären Ueberdruck.

G. Meyer empfiehlt folgende Dimensionen: „Die Länge der Feuerbüchse beträgt im Mittel etwa 1000—1800 mm und die Breite 950—1350 mm, die Höhe der Decke über dem Roste im Mittel 1250 mm. Die Stärke der kupfernen Rohrwand ist etwa zu 26 mm und die Stärke der übrigen Wände der Feuerkiste zu 16 mm anzunehmen. Der Abstand der Stehbolzen voneinander ist im Mittel zu 105 mm anzunehmen. Kupferne Stehbolzen, deren Stärke etwa 25 mm ist, haben sich bis jetzt am besten bewährt, dagegen scheinen eiserne oder stählerne Stehbolzen sich nur bei gutem Speisewasser und vorzüglichem Brennmaterial zu empfehlen. Der lichte Abstand zwischen der Decke und dem äusseren Feuerbüchsmantel beträgt bei nicht überhöhtem Feuerkasten 460 mm für Kessel mit Sammelrohr, 420 mm für Kessel mit Dom auf dem Langkessel, 380 mm für Kessel mit Dom über der Feuerkiste. Die Zahl der Siederöhren variirt von 150—240, der äussere Durchmesser derselben von 40—53 mm, gewöhnlich 46 bis 52 mm und die Wandstärke derselben beträgt 2—3 mm; dabei ist aber der Durchmesser der Siederöhren bei Steinkohlenfeuerung so zu wählen, dass der lichte Gesammtquerschnitt der Röhren sich zur Heizfläche wie 1 : 350 verhält. Die Stärke der Rohrwand zwischen den Siederöhren sei bei 100—150 Röhren 16 mm, bei 150—200 Röhren 20 mm und über 200 Röhren 23 mm.“

„Die freie Rostfläche ist zu $1/4$—$1/5$ der totalen Rostfläche anzunehmen. Die lichte Weite zwischen den Roststäben ist zu nehmen: für Steinkohlen zu 6—10 mm, Coaks zu 6—8 mm, Holz zu 5 mm, Braunkohle zu 10 mm, Torf zu 15 mm.“

Schornstein und Blasrohr. Nach Grove ist für cylindrische Schornsteine: $\frac{f_s}{f_r} = 0{,}5$ und $\frac{f_r}{f_b} = 33$, für konische Schornsteine: $\frac{f_s}{f_r} = 1/3$, $\frac{f_r}{f_b} = 19$ bei Coaksfeuerung, 26 bei Steinkohlenfeuerung und der grösste Schornsteinquerschnitt erhält einen 1,6 mal grösseren Durchmesser als der kleinste. Dabei ist f_r der Querschnitt der Siederöhren, f_s der kleinste Schornsteinquerschnitt und f_b der Blasrohrquerschnitt. Die Entfernung x der engsten Schornsteinstelle (bei konischen Schornsteinen) von der Blasrohrmündung ist nach Grove: $x = 5\,(1{,}1\, d_s - 2\, d_b)$ bei Coaksfeuer und $x = 5\,(d_s - 2\, d_b)$ bei Steinkohlenfeuer, wenn d_s den engsten Schornsteindurchmesser und d_b den Durchmesser der Mündung des Blasrohres bezeichnet. Das Blasrohr besitzt eine vorn scharfe Mündung und hat gewöhnlich eine Konicität $= 1/7 - 1/10$.

Der Locomotivkessel ist mit 2 Sicherheitsventilen von 80—100 mm Durchmesser und verticaler Bewegung von 3 mm, mit Manometer, Wasserstandszeiger und 3 Probirhähnen, mit Dampfpfeife und mit Aschenkasten mit beweglicher Klappe zu versehen. Ausserdem sind wenigstens zwei voneinander unabhängige Speiseapparate anzubringen, einer unabhängig von der Bewegung der Maschine.

Treibapparat der Locomotive. Ist Z_{max} die maximale Zugkraft excl. Maschinenreibung und besitzen die anderen Buchstaben die obige Bedeutung, so ist: $d = \sqrt{\frac{Z_{max} . D}{g . p_m . l}}$ der Cylinderdurchmesser. Der Hub des Kolbens ist nach Grove: $l = 0{,}86\text{ m} - 0{,}17 . D$.

Die Grösse des Einströmungscanals ist $^1/_{20} . \frac{d^2\pi}{4}$ bei Canalschiebern und $^1/_{15} . \frac{d^2\pi}{4}$ bei gewöhnlichen Schiebern. Die Breite des Canals wird 6 mm grösser gemacht als die grösste Oeffnung des Schiebers und die Länge ca. 50—80 mm geringer gemacht als der Cylinderdurchmesser. Die Schieber sind continuirlich zu schmieren; die Schmierung der Kolben soll erst bei der Absperrung des Dampfes stattfinden. Die Kolben sind zweckmässig aus Schmiedeeisen herzustellen mit selbstspannenden gusseisernen Dichtungsringen. Die Schieber werden meist aus Gusseisen hergestellt, selten aus Rothguss.

Die **Locomotivsteuerungen** sind Coulissensteuerungen und zwar verwendet man meistens die von Stephenson, Gooch, Allan und Heusinger von Waldegg (Walschaert). Mittelwerthe für die Hauptdimensionen sind folgende: Excentricität 50—80 mm, äussere Schieberdeckung 15—30 mm, innere Schieberdeckung 0—10 mm, Voreilungswinkel 10—35°.

Nach Grove ist der Triebraddurchmesser zu nehmen: $D = 0{,}95\ \text{m} + 0{,}04\ V$, wobei V die Fahrgeschwindigkeit in m ist; Laufraddurchmesser 0,9 m—1,35 m. Achsendurchmesser in der Nabe resp. bei innenliegenden Schenkeln der Schenkeldurchmesser:

	Sechsräderige Locomotiven	Vierräderige Locomotiven
Eiserne Achsen . . .	$d = 1{,}7213 \sqrt[3]{Q . D}$	$d = 1{,}9703 \sqrt[3]{Q . D}$
Gusstahlachsen	$d = {}^{11}/_{12} . 1{,}7213 \sqrt[3]{Q . D}$	$d = {}^{11}/_{12} . 1{,}9703 \sqrt[3]{Q . D}$

Dabei ist d der Naben- resp. Schenkeldurchmesser in mm, Q das Bruttogewicht der Maschine in Zoll-Centnern und D der Raddurchmesser in mm. Für gekuppelte Achsen ist d um $^1/_{10}$ grösser zu nehmen.

2. Tender.

Die Höhe des Wasserbehälters über den Schienen kann bis 2,750 m betragen, die Breite bis 3,050 m. Die Tender bekommen entweder 4 oder 6 Räder, der Wasserbehälter muss 8—10 cbm Wasser fassen; ausserdem muss ein Raum vorhanden sein für 3000—4000 kg Kohlen und hinten ein Werkzeugkasten. Ein mit Wasser und Kohlen voll beladener Tender wiegt 20000—25000 kg.

Die Tender müssen mit kräftigen Bremsen versehen sein.

3. Wagen.

Die Eisenbahnwagen werden nach dem Gebrauche und der Form eingetheilt in: Personenwagen, Post- und Gepäckwagen, offene und bedeckte Viehwagen, offene und bedeckte Güterwagen, Wagen für Bahnbau und Bahnunterhaltung. Nach der Zahl der Achsen werden sie eingetheilt in 4-, 6- und 8räderige Wagen, ferner in Wagen mit und ohne Bremse, sowie nach der Tragfähigkeit, welche von 80—400 Ctr. variirt, je nachdem der Wagen 2, 3 oder 4 Achsen besitzt.

Die Personen- und Gepäckwagen dürfen höchstens folgende Breite haben: In den Tritten und allen vorspringenden festen Theilen von 0,5 m über Schienenoberkante aufwärts nicht mehr als 3,15 m. Zwischen den äusseren Kastenwänden, sofern die Wagen Thüren an den Längsseiten haben, welche nicht nischenartig eingebaut sind, nicht mehr als 2,62 m. Sind keine oder nur nischenartig eingebaute Thüren an den Längsseiten angebracht, so ist die Breite zwischen den äusseren Kastenwänden bis 2,900 m und sofern weiter vorspringende Theile vermieden und die beweglichen Fenster an den Längsseiten so eingerichtet sind, dass ein Hinausstecken des Kopfes nicht möglich ist, bis höchstens 3,150 m zulässig.

Güterwagen dürfen, mit Einschluss der Schiebethüren, Tritte und vorspringenden Theile bis zur Höhe von 1,3 m über den Schienen, im belasteten Zustande gemessen, die Breite von 2,9 m nicht überschreiten; im übrigen müssen sämmtliche Abmessungen der unteren Theile gegen das Normalprofil des lichten Raumes einen Spielraum von 50 mm gewähren. In grösserer Höhe als 1,3 m dürfen die vorspringenden Theile die Breite von 3 m nicht überschreiten. Der Radstand der Güterwagen variirt gewöhnlich zwischen 2,5—4 m.

Die Federn der Eisenbahnwagen bestehen sowohl aus Stahl als auch aus Gummi. Die Bremsen, deren Kurbeln beim Festbremsen stets nach rechts gedreht werden, müssen so beschaffen sein, dass bei beladenen Wagen entweder die Achsen festgestellt werden können oder eine dem gleichkommende Wirkung erzielt werden kann. Die horizontale Entfernung von Buffermitte zu Buffermitte muss 1,75 m betragen, die normale Höhe des Mittelpunktes der Buffer über den Schienen wird auf 1,04 m festgesetzt; dabei ist ein Spielraum von 25 mm über dieser Höhe und von 100 mm bei vollbeladenen Wagen unter derselben gestattet.

Die Kuppelung geschieht bei Personen-, Post- und Gepäckwagen immer mit **Schraubenkuppelungen**, auch für Güterwagen zum Theil; jedes Wagenende muss mit einer Kuppelvorrichtung versehen sein. Eine Schraubenkuppelung ist in Fig. 832—834 dargestellt, und ist dazu nur zu bemerken, dass sämmtliche auf die absolute Festigkeit in Anspruch genommenen Theile aus weichem zähen Gusstahl (Tiegel-, Bessemer- oder Martinstahl) bestehen.

Die **Räder für Locomotiven, Tender** und **Wagen** sind am besten aus Schmiedeeisen oder Stahl zu construiren; für die Naben ist Gusseisen zulässig. Güterwagen ohne Bremse können bei sorgfältiger Revision mit Schalengussrädern versehen werden. In Preussen ist für Güterwagen beistehendes Profil der Radreifen vorgeschrieben (Fig. 835); die Breite der Radreifen soll bei Locomotiven und Tendern nicht unter 130 mm und nicht über 150 mm, bei Wagen von 130 mm bis 145 mm betragen. Sämmtliche Räder sind mit Spurkränzen zu versehen, deren Dimensionen nicht kleiner als 28 mm und nicht grösser als 35 mm sein dürfen. Der lichte Abstand zwischen den Rädern (innere lichte Entfernung zwischen den beiden Radreifen) soll im normalen Zustande 1,360 m betragen.

Fig. 835.

Fig. 836.

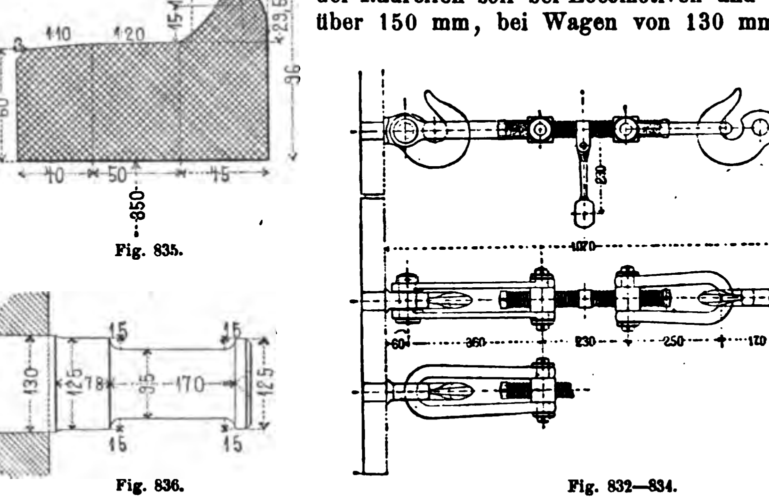


Fig. 832—834.

Achsen von bestem Eisen können bei einem Durchmesser in der Nabe von 100 mm mit 3750 kg, 115 mm mit 5500 kg, 130 mm mit 7500 kg belastet werden, bei Anwendung von Gusstahl noch 20% höher. Personenwagenachsen erhalten im Minimum 115 mm Stärke. Die Stärke der Achsschenkel ist bei einer Maximalbelastung pro Achse von 3750 kg 65 mm; von 5500 kg 75 mm, 7500 kg 85 mm; dabei ist die Schenkellänge gleich dem $1\frac{3}{4}$—$2\frac{1}{4}$ fachen des Durchmessers.

Nach den Normalien für die Preussischen Staatsbahnen sollen die Achsschenkel für Güterwagen beistehende Form haben (Fig. 836); ferner soll sein: von Mitte zu Mitte Achsschenkel = 1,956 m; scharfe Ansätze sind zu vermeiden. Das allgemein verwendete Material zu den Achsen ist Gusstahl, resp. Bessemerstahl.

3. Betriebsdienst.

Zahl der Bremsen. In jedem Zuge müssen ausser den Maschinen und Tenderbremsen soviele kräftig wirkende Bremsen vorhanden und bedient sein, dass bei Neigungen der Bahn in längeren Strecken bis $^1/_{500}$ bei Personenzügen der 8. Theil, bei Güterzügen der 12. Theil; bis $^1/_{300}$ bei Personenz. der 6. Theil, bei Güterz. der 10. Theil; bis $^1/_{200}$ bei Personenz. der 5. Theil, bei Güterz. der 8. Theil; bis $^1/_{100}$ bei Personenz. der 4. Theil, bei Güterz. der 7. Theil; bis $^1/_{60}$ bei Personenz. der 3. Theil, bei Güterz. der 5. Theil; bis $^1/_{40}$ bei Personenz. der 2. Theil, bei Güterz. der 4. Theil der Räderpaare gebremst werden kann. Gemischte Züge, welche mit der Geschwindigkeit der Personenzüge fahren, sind als solche zu behandeln.

Prüfung der Locomotiven. Locomotiven dürfen erst in Betrieb gesetzt werden, nachdem sie einer Prüfung unterworfen und als sicher befunden sind. Der bei der Revision als zulässig erkannte Dampfdruck ist am Stande des Locomotivführers sichtbar zu bezeichnen.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Brosius & Koch, Die Schule des Locomotivführers. Wiesbaden, C. W. Kreidel.
Deutsches Bauhandbuch. Berlin, Commissions-Verlag von Ernst Toeche.
Heusinger von Waldegg, Handbuch für specielle Eisenbahntechnik. Leipzig, W. Engelmann.
——————, Kalender für Eisenbahntechniker. Wiesbaden, J. F. Bergmann.
Koch, Eisenbahnmaschinenwesen. Wiesbaden, J. F. Bergmann.
Zur Nieden, Bau der Strassen und Eisenbahnen. Berlin, Selbstverlag.
Paulus, Bau und Ausrüstung der Eisenbahnen. Stuttgart, J. Maier.
Petzhold, Eisenbahnmaterial. Wiesbaden, C. W. Kreidel.
——————, Transportmittel. Braunschweig, Vieweg & Sohn.
Schaltenbrand, Locomotiven. Berlin, R. Gärtner.
Technische Vereinbarungen des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen. Wiesbaden, C. W. Kreidel.
v. Weber. Schule des Eisenbahnwesens. Leipzig, J. J. Weber.
Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau. Prag, H. Dominicus.

IX. Brückenbau.

A. Allgemeines.

Die Brücken (Viaducte, Durchlässe) werden je nach den Landverkehrslinien, welche sie bilden, unterschieden in solche für Wege, Strassen oder Eisenbahnen, und je nachdem die Axe der Brücke die zu überspannende Verkehrslinie unter einem rechten oder spitzen Winkel schneidet, in gerade oder schiefe Brücken.

Die Hauptbestandtheile einer Brücke sind die Brückenträger, die Brückenpfeiler und die Brückenfundamente, und unterscheidet man je nach dem Material der ersteren steinerne, hölzerne und eiserne Brücken. Bezüglich der Brückenfundamente ist ausschliesslich auf den Abschnitt „Wasserbau" zu verweisen. Die Lage einer Brücke ist durch die Richtung der herzustellenden Communication und durch das Object, welches sie überspannen soll, bestimmt, und ist man genöthigt, sich den obwaltenden Verhältnissen anzupassen. Wo es irgend möglich, soll die Längenaxe der Brücke, um eine möglichst einfache Construction zu erhalten, eine gerade, rechtwinkelig zur Flussrichtung liegende sein. Die Krümmungen der anschliessenden Theile hängen von der Art der Verkehrslinie ab, und zwar können Strassen mit 4—6 m breiter Fahrbahn, sofern die Länge der Wagenladungen diese Breite nicht überschreitet, mit 10—15 m Krümmung anschliessen; schweres Strassenfuhrwerk erfordert 50 m Krümmungsradius. Die Krümmungsradien für den Anschluss der Eisenbahnen sollen gewöhnlich die auf Seite 143, Bd. II angegebenen Masse zum mindesten erreichen, doch sind in der Nähe von Stationen Radien von 200—300 m zulässig.

Strassenbrücken, Fig. 837, erhalten je nach der Frequenz 3—20 m Breite, entweder gleich der vollen Breite der Verkehrslinie oder aus ökonomischen Gründen mehr oder weniger ermässigt; gewöhnliche Strassenbrücken mit zwei Banquettes von 1—1,25 m Breite für Fussgänger und einer Fahrbahn, auf der Fuhrwerke sich ausweichen können, besitzen eine Breite von 7—8 m zwischen den Brüstungen. Die Breite der Eisenbahnbrücken ist durch die Zahl der Geleise bestimmt, sodass sich bei eingeleisigen Brücken, Fig. 838, 4 m und bei zweigeleisigen Brücken 7,5 m als Breite ergiebt. (Siehe das Normalprofil Fig. 801 auf Seite 143.)

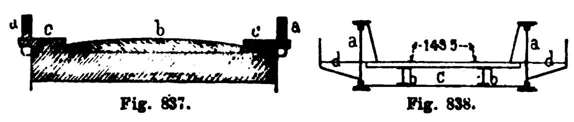


Fig. 837. Fig. 838.

Die Pfeiler der Brücken bestehen meist aus Stein und bei eisernen Brücken auch wohl aus Eisen, bei hölzernen Brücken aus Holz. Die steinernen Pfeiler der Strombrücken werden an den Enden bis zum höchsten Wasserstande mit kreis-, korblinien-, spitzbogenförmigen und parabolischen sog. Vor- und Hinterköpfen versehen, um den Durchfluss des Wassers zu erleichtern und den durch gegen die Pfeiler getriebene Eismassen oder dgl. hervorgebrachten Stoss zu mildern.

Die lichte Oeffnung der Brücke hängt bei zu unterführenden Strassen oder Eisenbahnen ab von dem auf denselben stattfindenden Verkehr. Bei Strassen muss die Oeffnung mindestens so bemessen werden, dass sich zwei den Verkehr bildende Fussgänger, Lasttragende, leichte oder schwere Fuhrwerke ausweichen können. Bei Eisenbahnen ergiebt sich die Oeffnungsweite aus dem Normalprofil zu 4 m bei eingeleisigen und 7,5 m bei zweigeleisigen Bahnen. Jeder in der Oeffnung liegende Bahngraben von 0,5 m Tiefe bedingt einen Zuschlag von 1—1,75 m.

Bei Strombrücken ist neben dem Verkehr die Oeffnungsweite noch durch die grösste durchzuführende Wassermasse bedingt, welche sich höchstens mit einer Geschwindigkeit bewegen darf, die noch kein Angreifen der Sohle zur Folge hat. Auch ist der oberhalb der Brücke entstehende Stau zu berücksichtigen. In folgender Zusammenstellung ist nach Dubuat die zulässige secundliche Geschwindigkeit des Wassers in Metern für verschiedene Geschiebe angegeben.

Art der Geschiebe	Grösste zulässige Geschwindigkeit	Art der Geschiebe	Grösste zulässige Geschwindigkeit
Aufgelöste Erde	0,076	Kieselstein	0,914
Fetter Thon	0,152	Eckige Steine	1,220
Lehm und Schlamm	0,209	Geschichtete Felsen	1,840
Sand	0,305	Geschlossene harte Felsen	3,050
Kies	0,609		

Die Höhenlage der Fahrbahn hängt im allgemeinen ab von dem zu überführenden Landverkehr, von dem höchsten Wasserstande, von dem zu unterführenden Schiffsverkehr und von der Höhenlage der zu verbindenden Communicationstheile; die Unterkante des Ueberbaues (Unterkante der Brückenträger oder Scheitel der lichten Oeffnung bei Gewölben) muss jedoch stets 0,5 m bis mindestens 0,25 m über dem höchsten Wasserspiegel liegen.

Die grösste zulässige Steigung versteinter Strassenbrücken ist 1 : 40 im Flachlande, 1 : 30 im Hügellande und 1 : 20 im Gebirgslande; für Eisenbahnbrücken gelten die Verhältnisse 1 : 200 im Flachlande, 1 : 100 im Hügellande und 1 : 40 im Gebirgslande, wobei Gefällwechsel unter einer Abrundung von möglichst grossem Radius stattfinden müssen.

Das Querprofil zeigt bei Strassenbrücken eine convexe Wölbung oder eine Sattelform mit abgerundetem Grat; bei Eisenbahnbrücken ist die Fahrbahn in der Breite gerade mit Anwendung der Schienenüberhöhung in den Curven. Gepflasterte Strassenbrücken erhalten eine nach Kreisbogen gewölbte Oberfläche mit einer stärksten Neigung von 25 — 33 mm pro 1 m; versteinte Strassenbrücken erhalten einen Sattel mit einer Neigung von $^1/_{24}$ bei festem, $^1/_{16}$ bei weniger festem Strassenmaterial. Fahrbahnen aus Bohlen erhalten noch geringere Querneigung. Für die Banquettes ist eine Neigung anzunehmen von $^1/_{100}$ bei Asphalt, $^1/_{50}$ bei Pflaster.

Das Längengefälle der zwischen Banquettes und Fahrbahn befindlichen Abflussrinnen beträgt $^1/_{100}$ für Pflaster, $^1/_{200}$ für Rinnsteine.

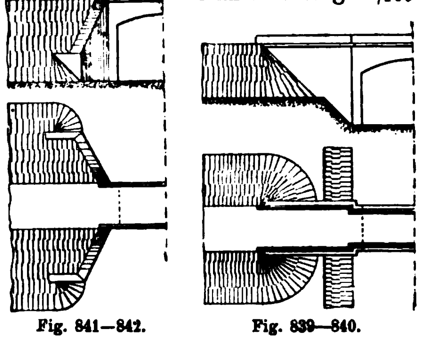


Fig. 841—842. Fig. 839—840.

Die Böschungen der an die Brücke anschliessenden Strassen- oder Eisenbahndämme werden theils durch Flügelmauern (Parallelflügel oder Winkelflügel), theils durch Kopfböschungen ohne Anwendung von Flügeln abgeschlossen. Fig. 839—840 zeigen einen sog. Parallelflügel; dieselben erhalten eine mindestens der erforderlichen Ausladung der Böschung entsprechende Länge. Die Böschungen betragen pro 1 m Höhe für: Gartenerde 2 m, Lehm und Sand $1^1/_2$ m, Kies und Gerölle $1^1/_4$ m, weiches Taggestein (Mergel) 1 m, festes Gestein bei Aufträgen $^3/_4$ m, festes Gestein bei Abträgen $^1/_3$—$^1/_8$ m.

Die Länge der Parallelflügel kann gekürzt werden, indem man steilere Böschungen dadurch herstellt, dass man sie künstlich befestigt. Dann sind die zulässigen Verhältnisse für eine Befestigung durch Kopfrasen 1 : 1, für Steinpflaster 1 : $^3/_4$, für Steinpackung 1 : $1^1/_2$ bis 1 : $^1/_4$, bei Stützung durch Futtermauern $^1/_5$—$^1/_{20}$.

Fig. 841—842 stellen die Anordnung eines Winkelflügels dar. Diese werden meist unter 45° gegen die Brückenaxe gestellt, jedoch auch normal zu derselben; sie erhalten an ihrer Vorderfläche bei natürlichen Steinen eine Böschung von $^1/_{12}$ — $^1/_8$. Die Stärke der Flügelmauern berechnet sich genau wie die der Futtermauern.

B. Steinerne Brücken.

Ueberbrückungen kleiner Wassergräben oder Canäle werden oft dadurch vermittelt, dass einfache steinerne Platten über die Widerlager gelegt werden und so die Lichtweite freitragend überspannt wird. Diese Construction ist jedoch nur bis ca. 1,2 m Weite zulässig und beträgt die Plattenstärke bis 0,63 m Weite 16 cm und darüber 25 cm. Grössere Weiten als 1,2 m erheischen eine Ueberbrückung mittelst Tonnengewölbes. Je nach der Constructionshöhe, d. h. der Niveaudifferenz zwischen dem freizulassenden lichten Raum der unteren Communication einerseits und dem Niveau der oberen Communication anderseits, ist eine verschiedenartige Form der Gewölbe möglich.

Der Halbkreisbogen ergiebt den kleinsten Horizontalschub gegen die Widerlager und ist demnach bei hinreichend vorhandener Constructionshöhe mit Vortheil anzuwenden.

Der Stich- oder Segmentbogen ist ein Theil eines Halbkreises und ergiebt einen um so grösseren Horizontalschub, je kleiner seine Pfeilhöhe ist. Dieser Bogen bietet aber bei gleicher Constructionshöhe eine grössere lichte Weite als der Halbkreisbogen. Das Minimum der Pfeilhöhe beträgt beim Stichbogen:

bis 10 m Spannweite = $^1/_{12}$, von 10—20 m „ = $^1/_{10}$ } der Spannweite; von 20—30 m Spannweite = $^1/_8$, von 30—60 m „ = $^1/_6$ } der Spannweite.

Der Korb- und elliptische Bogen liegt bezüglich der erreichbaren Spannweite bei bestimmter Constructionshöhe zwischen den beiden ersten.

Der Spitzbogen ist nur da motivirt, wo der Scheitel concentrirte Einzellasten zu tragen hat als Thore oder Pfeiler einer höheren Bogenstellung, Statuen etc.

Für die Gewölbstärke ist die Bedingung massgebend, dass für einseitige mobile Belastung der einen Gewölbhälfte eine Mittellinie des Druckes nachweisbar sein muss, die an keiner Stelle aus dem mittleren Drittel des Gewölbes heraustritt, und dass bei dieser Belastungsart die stärkste Druckspannung an keiner Stelle den Werth von etwa 8 kg pro qcm überschreitet. Die Gewölbstärke wird vom Scheitel nach dem Kämpfer zu wegen des bis hierher grösser werdenden Gewölbedruckes zunehmend ausgeführt und ergiebt sich die Schlusssteinstärke aus der Formel: $d = 0,2\sqrt{L} + 0,1$ m, wo L die Spannweite in m bedeutet. Die Gewölbstärke am Kämpfer macht man dann: $d_1 = {}^4/_3$ bis ${}^5/_4\, d$.

Die Stärke der Landpfeiler beträgt bei grösseren Brücken bei vollem Gewölbbogen ${}^1/_5 - {}^1/_4$ der Lichtweite, beim Segmentbogen $= {}^1/_4 - {}^1/_3$ der Lichtweite. Den Zwischen- oder Mittelpfeilern giebt man circa die halbe Stärke der Landpfeiler.

Die Kämpfer der Stichbogen sind womöglich über die Hochwasserlinie, mindestens jedoch in dieselbe zu legen; bei weniger gedrückten Segmentbogen ist es zulässig, die Kämpfer um ${}^1/_2$, bei Korbbogen um ${}^3/_4$, bei Halbkreisbogen und überhöhten Bogen um ${}^2/_3$ der Pfeilhöhe unter die Hochwasserlinie zu legen.

Nach der Ausführung erhalten die Gewölbe eine zur Vermeidung einer örtlichen Hebung und seitlichen Verschiebung erforderliche Ueber- bezw. Hintermauerung, welche eine meist ebene oder etwas concave Oberfläche und behufs Ableitung des Sickerwassers eine mit dem Pfeilverhältniss der Gewölbe abnehmende Neigung von ${}^1/_3 - {}^1/_5$ erhält, übrigens sich aber tangential an den Rücken des Gewölbes anschliesst. Die Hintermauerung wird durch 1—2 in Cement gelegte Flachschichten von Klinkern abgedeckt, auf welchen wieder eine 1 cm starke Asphalt- oder Asphaltfilzschicht liegt. Für die Ueberschüttung der Gewölbe nimmt man möglichst wasserdurchlässiges Material.

Die Wasserabführung geschieht durch die Scheitel oder Anfänge der Gewölbe mittelst thönerner oder gusseiserner Röhren, welche mit den Einfallröhren der Gossen in Verbindung stehen.

Für die Herstellung der Fahrbahn ist zu beachten, dass die Ueberschüttung der Gewölbe mindestens 0,3 m betragen soll; darüber wird eine 20 bis 30, im Mittel 25 cm starke Chaussirung oder Pflasterung vorgenommen.

Bei Strassenbrücken besonders sind als Schutz gegen Herabstürzen Brüstungen unentbehrlich; dieselben werden 1—1,25 m hoch und 0,3—0,6 m stark ausgeführt. Bei Ziegeln setzt man in gewissen Entfernungen Pfeiler, die $1^1/_2 - 2$ Ziegel stark sind, mit 1 Ziegel starkem Füllwerk; bei Quadersteinen nimmt man die Pfeiler 26 cm, das Füllwerk 16 cm stark an.

C. Hölzerne Brücken.

Hölzerne Eisenbahnbrücken dürfen nur bei provisorischen Anlagen ausgeführt werden, jedoch ist eine hölzerne Strassenbrücke überall dort von Vortheil, wo es, genügendes Vorhandensein von Material vorausgesetzt, sich um rasche und billige Herstellung handelt.

Die Widerlager von Holzbrücken können aus Holz oder Stein hergestellt sein. Holzwiderlager erhalten eine gleiche Construction wie die Bohlwerke, werden aber wegen ihrer geringen Dauer nur noch selten ausgeführt. Beim Einrammen der Widerlagerpfähle ist auf etwa mögliche Auskolkungen gehörig Rücksicht zu nehmen. Fast ausschliesslich wendet man Widerlager von Stein an und bemisst ihre Stärke lediglich nach dem Erddrucke. Dieselben sind mit Flügelmauern zu versehen, wie bei den Steinbrücken angegeben, und ihre Fundamentsohle ist ebenfalls vor Auskolkungen zu schützen.

Bei grösseren Spannweiten, bei denen die Auflagerung des Trägers auf die Widerlager nicht genügt, wendet man Zwischenpfeiler oder hölzerne Joche an. Letztere bestehen aus einer oder mehreren Reihen von in der Stromrichtung stehenden Pfählen, welche mit Andreaskreuzen versteift sind. Man unterscheidet eingerammte und aufgesetzte Joche. Ein eingerammtes einfaches Joch von mittlerer Höhe zeigen Fig. 843 bis 844, ein aufgesetztes Joch ist aus Fig. 845 bis 846 ersichtlich; dasselbe besteht aus dem eigentlichen Joch, welches mittelst Bolzen gegen die Schwelle des eingerammten Grundjoches befestigt und so eingerichtet ist, dass bei einer Reparatur die Hälfte desselben noch zur Unterstützung der halben Fahrbahn stehen bleiben kann. Werden zwei solche Joche nebeneinander gestellt, so erhält man ein Doppeljoch. Die Jochständer erhalten eine Stärke:

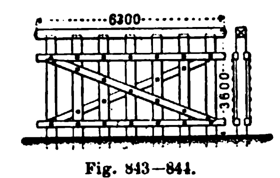


Fig. 843—844.

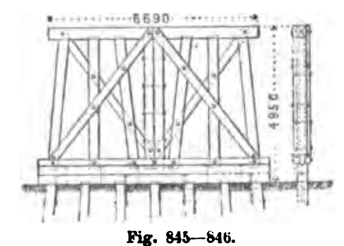


Fig. 845—846.

bei 2 bis 3 m Höhe von 0,24 × 0,24 m
„ 3 „ 4 m „ „ 0,3 × 0,3 m
„ 5 „ 10 m „ „ 0,3 × 0,36 m.

Die Abstände der einzelnen Jochständer sind 0,75 — 0,9 m von Mitte zu Mitte. Bei solideren Brücken werden steinerne Pfeiler statt der Joche angewendet und beträgt deren obere Stärke, wenn h die Pfeilerhöhe und w die Entfernung von Pfeilermitte zu Pfeilermitte bedeutet: $0{,}762^m + 0{,}147\,h\sqrt[3]{\frac{w}{h}}$.

Die Träger der Fahrbahn hölzerner Brücken werden unterschieden in einfache und gegliederte Balkenträger, sowie in Bogenträger.

Einfache Balkenbrücken erhalten 6—8 m weite Oeffnungen und bestehen deren Träger aus einfachen Balken (Tragbalken, Streckbäumen von 0,3 × 0,3 m bis 0,36 × 0,3 m Stärke; dieselben werden in Entfernungen von 0,96 m von Mitte zu Mitte entweder direct auf die Mauerlatten der Widerlager und die Jochholme aufgelegt oder auch auf ca. 2,5 m lange Sattelhölzer, welche in den Jochholmen und Mauerlatten verkämmt sind. Eine solche einfache Balkenbrücke zeigen Fig. 847—848. a ist das Joch, e der Jochholm, c die Sattelhölzer und b die Tragbalken, auf welch letzteren direct der Bohlenbelag der Brücke liegt.

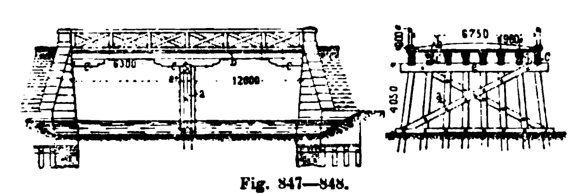


Fig. 847—848.

Bei durch Verdübelung, Verzahnung, Biegung und Verspannung zweier Balken etc. bewirkter künstlicher Verstärkung einfacher Balkenträger kann man die Stützpunkte der Strassenbrücken 12—18 m weit auseinanderrücken; bei provisorischen Eisenbahnbrücken sind in diesem Falle erst 4 — 6 m Stützenentfernung gestattet. Am häufigsten kommt die Verdübelung von zwei oder drei einfachen Balken vor.

Gegliederte Balkenbrücken können als einfaches Hängewerk, Sprengewerk oder Fachwerk hergestellt werden. Bei Hängewerksbrücken soll der Winkel der Streben mit dem Horizont mindestens 25° betragen. Das Hängewerk ist nur dann für grössere Spannweiten anwendbar, wenn man ihm eine entsprechende Höhe geben kann; die grösste zulässige Spannweite ist 30 m. Bei grösserer Höhe als 2 m sind seitliche Verstrebungen, bei 3—4 m Höhe schon Querverbindungen sämmtlicher Hängewerke erforderlich. Hängewerksbrücken über 12 m Spannweite erfordern ausserdem horizontale Versteifungen durch Windkreuze.

Sprengewerksbrücken haben, wenn die nöthige Constructionshöhe vorhanden ist, entschiedene Vortheile vor den einfachen Balken- und Hängewerksbrücken. Die Widerlager erfordern hier allerdings wegen des aufzunehmenden Horizontalschubes der Streben des Sprengewerkes bedeutendere Stärke als bei den vorhergehenden; auch sind für Sprengewerke lange, kernhafte Stämme erforderlich. Bei Strassenbrücken wird der Bohlenbelag unmittelbar auf die Sprengewerke gelegt; bei provisorischen Eisenbahnbrücken werden jedoch zuerst Querbalken aufgekämmt. Die Sprengewerksbrücken sind, wenn die Streben vom höchsten Wasserstande nicht erreicht werden, bis für Spannweiten von 45 m auszuführen. Fig. 849—850 zeigen eine Sprengewerksbrücke der österreichischen Nordwestbahn; die Figuren erklären dieselbe genügend.

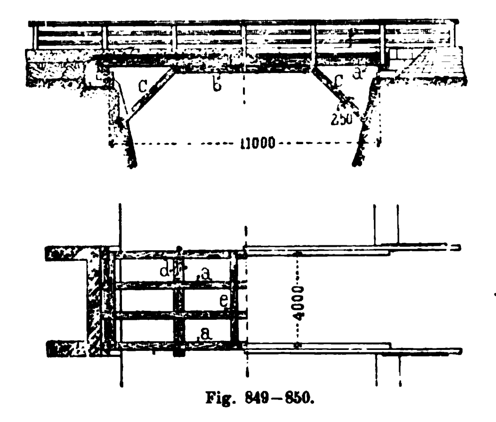


Fig. 849—850.

Sehr oft combinirt man das Hänge- und Sprengewerk zu sog. Hänge- und Sprengewerksbrücken. Solche sind da anzuwenden, wo man über dem Hochwasser und der Fahrbahn nicht genug Höhe hat, um ein vollständiges Sprenge- resp. Hängewerk anzuordnen; die Spannweite kann dann bis zu 100 m ausgedehnt werden.

Wird an Stelle des Hänge- oder Sprengwerkes ein aus Holzbalken, Bohlen etc. gebildeter Bogen gesetzt, so erhält man sog. Bogenhängewerks- und Bogensprengewerksbrücken. Bei ersteren ist der Bogen mit einem geraden Balken combinirt und ragt über die Fahrbahn vor, bei letzteren befindet sich der Bogen stets unter der Fahrbahn. Bis zu 13 m Spannweite genügt ein einfacher Balkenbogen von 0,32 × 0,39 m Stärke; für grössere Oeffnungen benutzt man verzahnte Bogenbalken oder Bohlenbogen. Der Pfeil der Bogen beträgt höchstens $^1/_{25}$ bis $^1/_{20}$ der Spannweite. Die Bogenhängewerke werden ebenfalls mit den Bogensprengewerken combinirt, wodurch man wiederum in den Stand gesetzt wird, grössere Spannweiten als mit nur einem von beiden zu überbrücken.

In Fig. 851 — 854 ist die Bogensprengewerksbrücke von Wiebeking dargestellt, welche bei Kufstein über den Inn gebaut ist. Dieselbe hat 3 Bogen und 31,6 m Spannweite. Die Brückenbahn ist 5,8 m breit und beschottert; sie wird von 3 Tragbalken getragen, deren jeder aus 3 Curven von 0,33 × 0,33 m

Stärke besteht. Ueber jedem Bogen liegt ein gesprengter verdübelter Träger, welcher an 7 Punkten durch die Unterzüge und Balkenwände gestützt und mittelst durchgehender Bolzen verbunden wird. Durch 2 Sprengestreben wird jedem Bogen ein Theil der Last abgenommen. Der Bohlenbelag ruht auf 5 Streckbäumen von 0,3 × 0,3 m Stärke, unter welchen zur Verhütung von horizontalen Ausbiegungen und Schwankungen Windkreuze angebracht sind.

Die Fahrbahn der hölzernen Brücken besteht je nach der Frequenz der Brücke aus einer einfachen oder doppelten Bohlenlage von Eichenholz, aus einer Bohlenlage mit Schotter- oder Kiesdecke, oder aus einer Bohlenlage mit Holz- oder Steinpflaster. Bei dem gewöhnlichen Abstand der Streckbäume erhält der Bohlenbelag eine Stärke von 7,5 bis 9 cm; die Kies- oder Schotterdecke erhält eine Höhe von 10,5 bis 15 cm.

Die Begrenzung der Schotterdecke geschieht durch beiderseitige Saumschwellen oder Rinnen von Holz oder Stein. Anzulegende Fusswege werden gegen die Fahrbahn erhöht und aus einfachem Bohlenbelag gebildet. Werden die Fusswege der Brücke, wie es bei grösseren Brücken in Städten geschieht, asphaltirt, so ist es, um Risse zu vermeiden, gut, den Bohlenbelag erst mit starkem, gut getheerten Segeltuch zu überziehen.

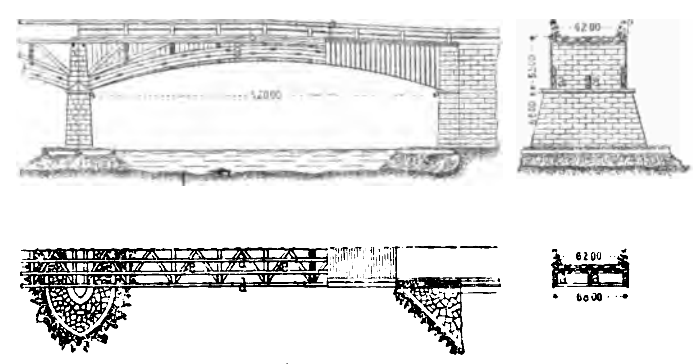


Fig. 851—854.

Die Geländer hölzerner Brücken werden entweder aus Holz oder Schmiedeeisen hergestellt, selten aus Gusseisen. Die Höhe derselben beträgt 0,9 bis 1,2 m. Das Geländer ist gegen seitliche Stösse, welche vom Gegenlehnen einer Menschenmasse oder dgl. herrühren, gehörig durch seitliche Streben zu sichern.

Bei kleineren Flüssen werden nachtheilige Folgen der von Eismassen gegen die Joche ausgeführten Stösse dadurch verhindert, dass man die äusseren Joche etwas schräg stellt und mit spitzen Eisen armirt. Bei stärkerem Eisgange ordnet man besondere Eisbrecher an und zwar in 1,25—3 m Abstand von den Jochen. Dieselben werden mit ihren mit eisernen Schienen beschlagenen Rücken mit einer Neigung von 1 : 1 $^1/_2$ bis 1 : 3 gegen die Strömungsrichtung gestellt.

D. Eiserne Brücken.

Diese werden meistens in Schmiedeeisen ausgeführt, kommen aber auch in Gusseisen, Stahl und aus diesen Materialien combinirt vor. Man unterscheidet je nach der Constructionsweise Balken-, Bogen- und Hängebrücken einerseits und feste und bewegliche Brücken anderseits. Letztere sind derart eingerichtet, dass der Oberbau zeitweise vom Unterbau beseitigt werden kann, entweder zu einer absichtlichen Verkehrshemmung in Kriegszeiten oder zur Erreichung grösserer Durchfahrtshöhe für Schiffe.

Die Stützen oder Pfeiler der eisernen Brücken können entweder in Stein, in Eisen oder in Stein und Eisen ausgeführt werden. Am häufigsten kommen die in Stein gemauerten Pfeiler vor, welche in ähnlicher Weise wie bei Stein- und Holzbrücken ausgeführt werden. Die Pfeiler aus Stein und Eisen besitzen gemauerte Sockel, auf welchen die in Eisen construirten Stützen ruhen. Dies gilt jedoch meistens nur für die Zwischenpfeiler; die Landpfeiler werden ganz aus Stein hergestellt. Ganz aus Eisen construirte Pfeiler können entweder Schrauben- oder Pilotenpfeiler oder Röhrenpfeiler sein. Erstere sind nach Art der Joche bei Holzbrücken gebaut, nur mit dem Unterschiede, dass die einzelnen Säulen aus starken schmiedeeisernen Stangen oder aus gusseisernen Röhren bestehen, welche mittelst einer an ihrem Ende befindlichen Erdschraube in den Boden eingeschraubt werden. Die einzelnen Säulen werden durch horizontale und diagonale Querstücke versteift. Die Röhrenpfeiler bestehen aus zwei aus einzelnen Stücken zusammengesetzten Röhren von grossem Durchmesser, die mit Betonmasse ausgefüllt sind und mittelst der pneumatischen Methode in den Grund versenkt werden (s. Abschnitt „Wasserbau").

Zur Construction einer eisernen Brücke ist die Kenntniss der Totalbelastung unbedingtes Erforderniss. Dieselbe wird gebildet aus derjenigen Belastung, welche aus dem später stattfindenden Verkehr der Fuhrwerke und Fussgänger hervorgeht, und aus dem Eigengewicht der Construction. Für erstere sind stets die ungünstigsten Fälle anzunehmen.

Die Verkehrs- oder mobile Last bei Eisenbahnbrücken wird bewirkt durch diejenigen Fahrzeuge, bei welchen der Raddruck möglichst gross, der Radstand und die Bufferlänge aber möglichst

klein sind, und nimmt man zur Berechnung der Brücken die **Normallocomotive** an, welche Fig. 855 darstellt. Der Radstand dieser Locomotive mit Tender beträgt 1,5 m, und die Lastvertheilung ist aus den eingeschriebenen Gewichten ersichtlich. Für die Berechnung wird meistens ein Zug, aus selten mehr als drei solchen Locomotiven und aus angekuppelten schwerbeladenen Güterwagen (s. Fig. 856) bestehend, angenommen, jedoch ist es empfehlenswerth, einen nur aus Locomotiven bestehenden Zug anzunehmen. Bei Berechnung eines Constructionstheiles kann man sich die Verkehrslast auf eine auf dieselbe Strecke gleichmässig vertheilte Belastung von z Tonnen pro lfd. m reducirt denken, welche die gleiche Beanspruchung erzeugt. Dazu genügt es nach **Launhardt**, wenn l die Spannweite in m ist: $z = \frac{260 + 2\,l}{30 + l}$ Tonnen anzunehmen.

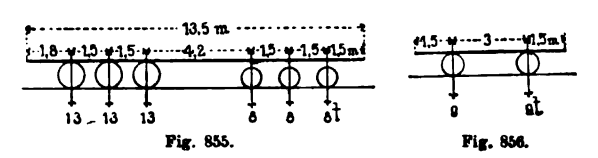


Fig. 855. Fig. 856.

Die durch das **Eigengewicht hervorgebrachte ruhende Belastung** von p kg pro lfd. m bei einer Eisenbahnbrücke berechnet sich nach **Schwedler** aus: $p = 30\,l + 800$ bei schweren Constructionen, $p = 27\,l + 600$ bei mittelschweren Constructionen, $p = 24\,l + 400$ bei leichten Constructionen, wovon etwa 400 kg auf Schienen, Schwellen und Bohlen kommen.

Als ungünstigste **Belastung bei Strassenbrücken** gilt ein so dichtes Menschengedränge, dass bei demselben nur noch eine langsame Bewegung möglich ist, wobei 5—6 Mann 1 qm Grundfläche einnehmen, was einer Belastung von 350—420 kg pro qm entspricht, wofür man, besonders in grossen Städten, 460 kg annimmt. Bei kleineren Brücken kann jedoch die Belastung durch schwere Lastwagen noch ungünstiger werden als bei Menschengedränge. Die Verhältnisse eines solchen der Berechnung zu grunde zu legenden Wagens giebt Fig. 857 an.

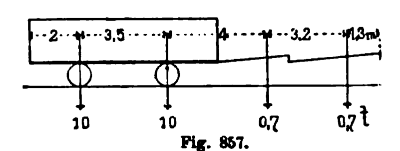
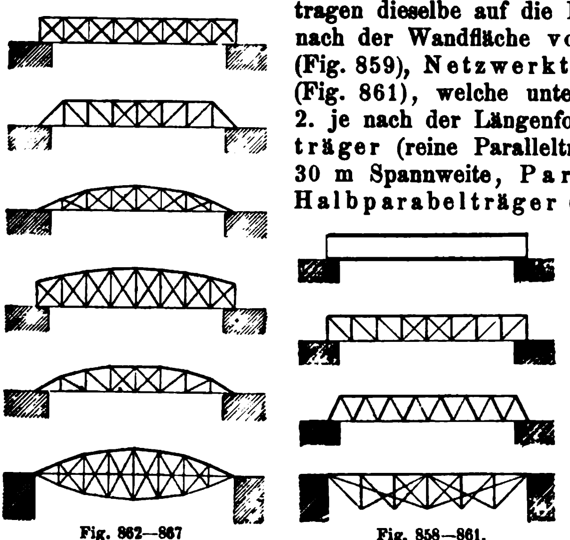


Fig. 857.

Als **Eigengewicht eiserner Strassenbrücken** kann man bei Brücken von 7,5 m Totalbreite und 5,5 m Fahrbahnbreite pro lfd. m annehmen, wenn die Fahrbahn mit doppeltem eichenen Bohlenbelag versehen ist: $p = 28\,l + 1300$ kg, und wenn die Fahrbahn mit 0,2 m dicker Beschotterung versehen ist: $p = 42\,l + 3600$ kg. Im ersten Falle beträgt das Eisengewicht der Brücke excl. Wellbleche, Buckelplatten etc.: $p_1 = 23\,l + 600$ kg, im letzteren Falle $p_1 = 42\,l + 900$ kg.

Der Ueberbau einer eisernen Brücke besteht im wesentlichen aus den Hauptträgern, den Fahrbahnträgern, den Auflagern der Fahrbahn, dem Windverband und der Aussteifung des Querprofils.

Die **Hauptträger** nehmen die gesammte Last der Brücke auf und übertragen dieselbe auf die Pfeiler; man unterscheidet bei den Balkenbrücken 1. je nach der Wandfläche **vollwandige Träger** (Fig. 858), **Fachwerkträger** (Fig. 859), **Netzwerkträger** (Fig. 860) und **amerikanische Hängewerke** (Fig. 861), welche unter sich die verschiedenartigsten Combinationen zulassen; 2. je nach der Längenform der Trägergurtungen unterscheidet man **Parallelträger** (reine Parallelträger Fig. 862 und Trapezträger Fig. 863) für 10 bis 30 m Spannweite, **Parabelträger** (Fig. 864) für 30—50 m Spannweite, **Halbparabelträger** (Fig. 865) für über 50 m Spannweite, **Hyperbel-** oder **Schwedler-Träger** (Fig. 866) und **Fisch-** oder **Linsenträger** (System Laves-Pauly, Fig. 867). In der Regel wird die Brücke aus soviel 2stützigen Trägern zusammengesetzt, als Oeffnungen vorhanden sind; sog. continuirliche Träger, welche auf mehr als 2 Stützen aufliegen, empfehlen sich trotz des geringeren Materialverbrauchs und anderer Vortheile nicht, da sie eine schwer zu erreichende Sorgfalt in der Ausführung erfordern.


Fig. 862—867 Fig. 858—861.

Während die Balkenbrücken lediglich einen verticalen Druck auf die Stützen ausüben, üben die **Bogenbrücken** ausser diesem noch einen horizontalen Schub auf dieselben aus. Fig. 868 zeigt die principielle Anordnung einer solchen Brücke. Die Wandbildung ist ähnlich der der Balkenbrücken.

Bei den **Hängebrücken** ist die Fahrbahn mittelst eiserner Zugstangen an einem Drahtseil oder einer aus verbolzten Flacheisengliedern gebildeten Kette etc. aufgehängt. Die Pfeiler haben durch letztere neben einem Verticaldrucke auch einem horizontalen Zuge zu widerstehen. Fig. 869 zeigt die Anordnung einer Hängebrücke im Princip. Das Seil wird über im Pfeiler befindliche aus Walzen bestehende Sättel geführt und in hinter den Pfeilern befindlichen Fundamenten gut verankert. Die grösste bis jetzt erreichte

Spannweite eiserner Brücken, 480 m, besitzt die Hängebrücke von Röbling über den East-River zwischen New-York und Brooklyn.

Die Höhe der Hauptträger bei Balkenbrücken beträgt, wenn diese als Bruchtheil der Spannweite ausgedrückt wird, bei Parallelträgern $^1/_{12}$—$^1/_7$, meist $^1/_{10}$, bei gekrümmten Gurtungen $^1/_{10}$—$^1/_7$, meist $^1/_8$.

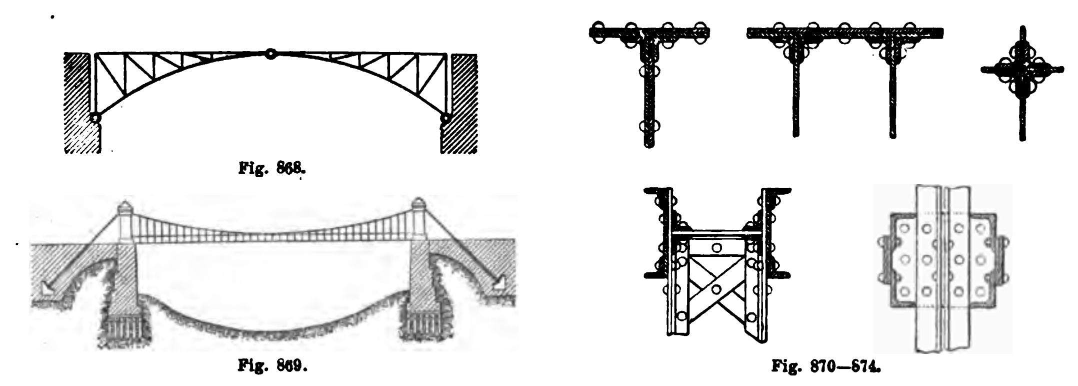


Fig. 868.

Fig. 869.

Fig. 870—874.

Die Gurtungen werden aus Platten und Façoneisen symmetrisch combinirt und haben meist T-, I-, +- und][-förmige Querschnitte, wie solche in Fig. 870—874 näher veranschaulicht sind. Obere und untere Gurtung sind bei einfachen Blechträgern durch die aus einzelnen Blechen bestehende, verlaschte Wand, bei Fach- und Netzwerkträgern aber durch einzelne Verticalen und Diagonalen verbunden. Dabei werden die gedrückten Theile aus Façoneisen, die gezogenen meistens aus Flacheisen hergestellt.

Die zwischen den Hauptträgern eingenieteten Quer- und Schwellenträger sind gewöhnlich vollwandig, kommen jedoch auch als Gitterbalken vor.

Die beiden Hauptträger sind durch feste Querverbindungen und einen Kreuzverband gegen Winddruck und Seitenschwankungen widerstandsfähig zu machen. Der Kreuzverband muss in der Fläche der oberen oder unteren Gurtung liegen und bis an die Auflager fortgesetzt werden. Bei Hauptträgern von mehr als 6 m Höhe sind für obere und untere Gurtung je ein Kreuzverband anzuordnen.

Die Eisenstärken sind bei eisernen Brücken nie unter 6,5 mm, am besten mindestens 10 mm zu nehmen. Die Verbindung der einzelnen Theile geschieht durch warme Nietung, wobei darauf zu achten ist, dass die Nietlöcher richtig aufgerieben und versenkt sind. Die Durchmesser der Nieten sind innerhalb der Grenzen von 46 bis 22 mm zu halten, gewöhnlich nimmt man dieselben gleich der doppelten Blechstärke an. Bei mehrschnittigen Nieten ist eine Schaftlänge über 3 mal Durchmesser nicht zu empfehlen, über 5 mal Durchmesser gar nicht gestattet. Oft hat man statt der Nieten auch Schraubenbolzen angewendet.

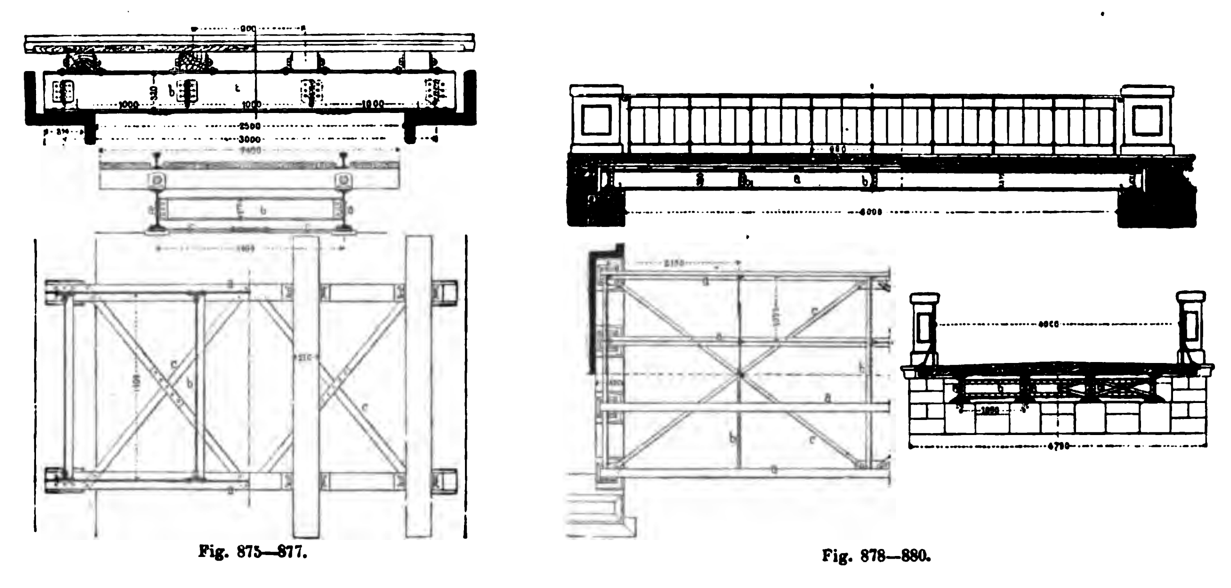


Fig. 875—877.

Fig. 878—880.

Die Nietentheilung beträgt bei einfacher Nietung das 2½- bis 3fache, auch das 4fache des Durchmessers. Auf den qcm Nietenquerschnitt sind 580—730 kg, auf 1 qcm Lochquerschnitt nicht mehr als 1100 kg

Druck zu rechnen. Bei mehrfacher Nietung empfiehlt es sich, nach den Enden zu, dem abnehmenden Zug entsprechend, die Stabbreite zu verringern.

Des Rostens wegen ist möglichst geringe Oberfläche (starke Eisensorten) vortheilhaft; Wassersäcke und enge Zwischenräume zwischen den Eisentheilen sind zu vermeiden; dem Anstrich muss eine Reinigung durch Beizen, Scheuern und Waschen mit Kalkwasser vorhergehen.

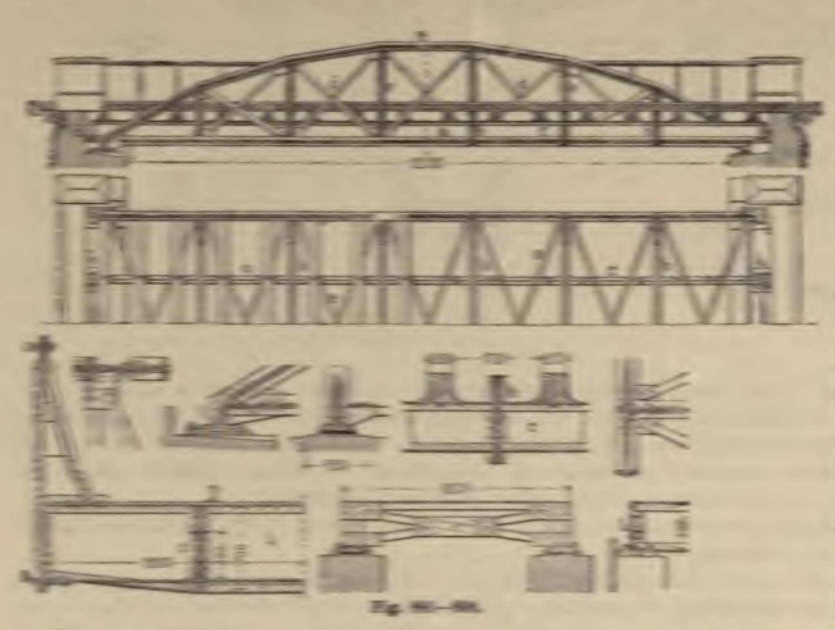


Fig. [illegible]

Die **Auflager**, deren eins fest, das andere verschiebbar ist, bestehen bei kleineren Brücken aus Gussplatten mit Rändern; bei grösseren Brücken bis zu 30 m Spannweite wendet man Gleitlager, bei solchen über 30 m Spannweite Rollenlager auf der verschiebbaren Seite an. Bogenbrücken finden ihr Auflager meistens mittelst eines Bolzens, der sowohl in einen festen Lagerkörper als in ein entsprechendes, am Bogenfusse befindliches Lager eingreift. Ein ähnliches Scharnier erhalten oft die Bogenträger im Scheitel.

Die **Fahrbahn** besteht bei **Strassenbrücken** entweder 1. aus doppeltem Bohlenbelag aus 8 cm starken Bohlen (bei schweren Lasten ist der untere Belag 10 bis 13 cm stark); 2. aus einfachem Bohlenbelag mit 15—20 cm starker Beschotterung; 3. aus ⊥-förmigen gusseisernen Platten, welche um $^1/_{10}$—$^1/_{12}$ ihrer Spannweite nach unten gewölbt sind; 4. aus durch Ziegel zwischen den Querträgern hergestellten überwölbten Kappen, 0,9—2 m weit, $^1/_2$—1 Stein stark, mit einer Auflage von 5 cm Beton, 1 cm Cement und 22 cm Beschotterung; 5. aus Eisenwellblech von 5—6 mm Stärke und 8 cm Wellenhöhe mit einer Auflage von Asphalt und Kies; 6. aus flachem Tonnengewölbe aus Eisenblech, 1 m weit mit 12 cm Pfeil; 7) aus meist quadratischen schmiedeeisernen Buckelplatten, welche rings vernietet und bald nach oben, bald nach unten concav sind, mit einer Auflage von Beton, Asphalt, Kies und Beschotterung oder Pflaster und 8) aus gusseisernen Zellenplatten, 5,2 cm hoch, von 5 mm Wand- und 6,6 mm Bodenstärke. Die Zellen sind mit Sand oder Beton ausgefüllt.

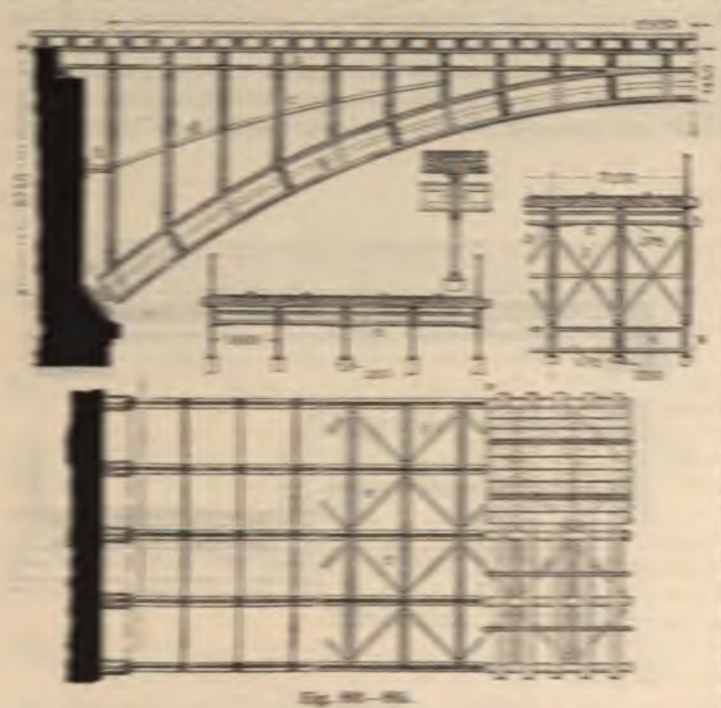


Fig. [illegible]

Bei **Eisenbahnbrücken** wird die **Fahrbahn** in einfacherer Weise hergestellt. Bei kleinen Balkenbrücken tragen die Hauptträger direct die hölzernen Querschwellen des Geleises. Auch werden die Schienen direct mittelst Klemmplatten auf den Hauptträgern befestigt. Bei mittelgrossen Brücken werden die Schienen auf mit den Hauptträgern verbundenen Querträgern, bei noch grösseren Brücken auf mit letzteren vernieteten Schwellenträgern oder auf diesen liegenden Holzschwellen von 23 × 26 cm Stärke befestigt. Die Abdeckung der Fahrbahn geschieht meist durch 5—8 cm starke Bohlen, jedoch auch mittelst dicht nebeneinander gelegter Schwellen in der Stärke der Bahnschwellen.

Die früher erwähnten **beweglichen Brücken** unterscheiden sich nach der Art der Bewegung in Klappbrücken, Drehbrücken, Hubbrücken, Rollbrücken und Schiffsbrücken.

In Fig. 875—877 ist ein Durchlass von 2,5 m lichter Weite dargestellt, welcher aus zwei I-förmigen Trägern von 3 m Stützweite besteht. Die Schienen liegen auf hölzernen Querschwellen, die mit den Längsträgern verbunden sind; letztere sind durch ⊏-förmige Querträger gegeneinander versteift.

Fig. 878—880 zeigen eine kleine Strassenbrücke von 8 m Spannweite. Dieselbe ist aus 4 gleich grossen Längsträgern und diese verbindenden Querträgern und Querversteifungen zusammengesetzt. Die Brücke ist mit Querschwellen abgedeckt, mit denen Futterhölzer verkämmt sind; diese tragen den hölzernen Bohlenbelag, und sind die Futterhölzer, um die Querneigung von $1/40$ zu erhalten, auf den beiden mittleren Längsträgern höher als auf den äusseren.

Durch Fig. 881—890 ist eine Eisenbahnbrücke mit Parabelträgern dargestellt. Die hölzernen Querschwellen ruhen auf den Schwellenträgern und liegen mit ihrer Oberfläche mit derjenigen der Querträger in einer Ebene, sodass die Schienen sowohl mit den ersteren als mit den letzteren verbunden werden können. Die übrige Construction wird aus den Figuren vollständig klar. Fig. 888—890 zeigen ein Stück des Brückenquerschnittes und die bewegliche Auflagerconstruction.

Fig. 891—895 zeigen die Anordnung einer Oeffnung der Bogenbrücke über die **Aar** bei **Olten**. Dieselbe hat drei Oeffnungen, welche je mittelst eines Bogens von Eisenblech überspannt sind, über welchem ein eiserner Blechbalken ruht, der sich auf den ersteren mittelst senkrechter Stützen von Winkeleisen stützt. Die Brücke ist zweigeleisig und werden die Geleise jeder Oeffnung durch fünf Bogen unterstützt. Die geraden Blechträger sind durch 24 Querverbindungen zu einem System verbunden; über den Blechträgern liegen in Entfernungen von 0,720 m von Mitte zu Mitte Querbalken, auf welchen die Schienen befestigt sind. Die Auflagerung der Bogen ist durch gusseiserne Schuhe mit Keilen bewirkt.

Von den bis jetzt beschriebenen Systemen vollständig abweichend construirt sind die **amerikanischen Brücken**; wir haben auf Tafel 5, Bd. II einige Constructionen derselben gezeichnet. Man sucht bei denselben vor allem möglichst Nieten zu vermeiden und wendet statt derselben in den Knotenpunkten Zapfen an. Diejenigen Brückentheile, welche Druckkräften zu widerstehen haben, werden als Säulen aus gewalztem Phönix-Eisen (Fig. 21—22) hergestellt oder erhalten einen kastenförmigen Querschnitt, während die gezogenen Constructionstheile aus Augenstangen (Fig. 21) gebildet werden. Die Phönix-Säulen werden entweder aus einzelnen Segmenten zusammengenietet, Fig. 21, oder man zieht warm über die zu dem Zwecke schwalbenschwanzförmig gewalzten Flanschen der Segmente entsprechend geformte Streifen, Fig. 22. Fig. 2 und 3 zeigen eine Brückenconstruction, die bis zu 7,5 m Spannweite sehr gebräuchlich ist. Je zwei I-Träger sind durch Bolzen und Stemmröhren verbunden. Die Querverbindung besteht in schwächeren I-Trägern und Zugstangen. Fig. 1, 5a, 4 und 5 bilden den Uebergang zu dem eigentlichen amerikanischen Brückentypus, da hier die charakteristischen Augenstangen und Phönix-Säulen zum ersten Mal auftreten. Fig. 1 ist bis zu 10 m, Fig. 4 bis zu 20 m Spannweite anzuwenden. Bei grösseren Spannweiten als 20 m kommt der in Fig. 6—10 dargestellte Brückenträger mit obenliegender Fahrbahn (Deck-bridge) oder der in Fig. 11 bis 19 gezeichnete Träger mit untenliegender Fahrbahn (Through-bridge) zur Verwendung.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Becker, Brückenbau. Stuttgart, Mäcken.
Heinzerling, Brücken in Eisen. Leipzig, Spamer.
Klasen, Graphische Ermittlung der Spannungen in den Hochbau- und Brückenbau-Constructionen. Leipzig, Felix.
Krohn, Resultate aus der Theorie des Brückenbaues. Aachen, Mayer.
Langer, Theorie der combinirten Brückensysteme und Dachstühle. Prag, Calve.
Löwe, Eiserne Balkenbrücken. München, Oldenbourg.
Ritter, Elementare Berechnung eiserner Dach- und Brücken-Constructionen. Hannover, Rümpler.
Schäffer & Sonne, Ingenieurwissenschaften. II. Theil, Brückenbau. Leipzig, Engelmann.
Steiner, Brückenbauten in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Wien, Faesy & Frick.
Weyrauch, Theorie und Berechnung der continuirlichen und einfachen Träger. Leipzig, Teubner.

X. Anlage von Fabrik- und Grubenbahnen.

Die Bahnen für Transporte im Inneren von Fabriken oder für Bergwerksanlagen, sowie zur Verbindung industrieller Etablissements mit Haupt- und Secundärbahnen werden unterschieden in solche auf starren, zwei- oder einschienigen Geleisen, einschliesslich der fliegenden Bahnen für landwirthschaftliche Zwecke u. a., und in schwebende Draht- und Seilbahnen. Man fasst sie gewöhnlich zusammen unter dem Namen „Tertiärbahnen" zum Unterschiede von den Bahnen für locale Zwecke von grösserer Bedeutung, welche man Secundärbahnen nennt (siehe Seite 143, Bd. II).

Die Bahnen der ersteren Art können auf sehr verschiedene Weise hergestellt sein; entweder sind sie nach Art der gewöhnlichen Eisenbahnen mit zwei Schienen, jedoch bedeutend leichter und billiger, gebaut oder sie weichen von diesen ganz ab und erhalten nur eine Schiene in der Mitte, welche als Tragschiene dient, während die Treibräder ausserhalb derselben laufen. Dadurch wird der zu überwindende Zugwiderstand natürlich bedeutend verringert, während die Adhäsion der Treibräder eine grössere als auf Schienen ist.

Der Betrieb kann entweder mittelst Dampfkraft stattfinden, wobei sowohl Locomotiv- als auch Seil- oder Kettenbetrieb angewendet wird, oder auch durch Zugthiere. Der Transport durch Zugthiere auf Schienen gewährt gegenüber dem Transport auf gewöhnlichen Strassen den Vortheil, dass ein Zugthier bei gleicher Anstrengung ungefähr das zehnfache Quantum fortbewegen kann.

A. Feste eiserne Schienenbahnen.

Die im Capitel „Eisenbahnbau" S. 143 ff. erörterten Grundsätze, welche beim Bau der Hauptbahnen in Anwendung kommen, werden auch bei den hier zu betrachtenden Bahnen untergeordneter Bedeutung, wenn auch etwas modificirt, wieder in Anwendung kommen müssen. Diese Modification wird bedingt durch die grössere Sparsamkeit, welche bei der Projectirung einzuhalten ist, sowie durch die geringeren Dimensionen, kleinere Belastung und Geschwindigkeit; auch ist das Anpassen der Trace an die Oberfläche erlaubt und meist erforderlich.

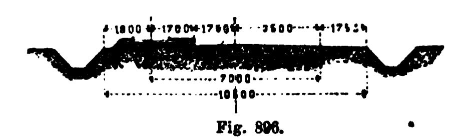


Fig. 896.

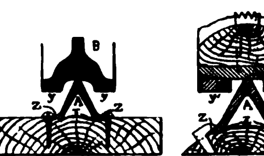
Die Kronenbreite und die Dicke der Bettung richtet sich nach dem verwendeten Material, und zwar beträgt letztere gewöhnlich ca. 100 mm, also etwa halb soviel als bei Hauptbahnen. Besondere Vortheile gewährt die Möglichkeit der Benutzung bestehender Strassen und Dämme, wodurch die Unterbaukosten zum grossen Theile wegfallen. Das Querprofil erhält bedeutend geringere Dimensionen, weicht jedoch ausserdem nur dadurch von den auf Seite 144 gezeichneten ab, dass die Bahnen meist eingeleisig gebaut werden. Fig. 896 stellt die Anordnung einer Bahn auf dem Strassenkörper einer Chaussee dar. Die Bahn kann entweder, wie sie hier gezeichnet ist, gegen das Niveau der Strasse erhöht werden, oder sie bleibt im gleichen Niveau mit derselben. Ersteres wird man stets vorziehen, wenn eine ungenügende Entwässerung des Bahnkörpers zu befürchten ist.

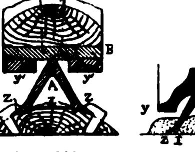
Die Grundzüge des Eisenbahnoberbaues (S. 144) werden hier insofern geändert, als die Schienen in der Regel nur eine Belastung von 3800 kg resp. 2500 kg pro Rad zu tragen brauchen. Alle Befestigungsmittel, als Stühle, Nägel etc. sollen mindestens 30 mm unter Schienenoberkante liegen. Als Schienenunterlagen sind Holz, Stein und Eisen zulässig, wobei bei Steinunterlagen noch Folgendes zu bemerken ist: In Curven von geringerem Halbmesser als 250 resp. 200 m müssen die Schienen an den Stössen so miteinander verbunden sein, dass eine Veränderung der Spurweite vollständig verhindert wird. In flacheren Curven und geraden Linien kann diese Verbindung fortbleiben, wenn die Steinwürfel ein genügendes Gewicht haben, an ihrer äusseren Seite mit Bettungsmaterial fest verstopft werden und die Neigung der Schienen erhalten. Die Spurerweiterung in Curven darf das Mass von 25 mm bezw. 20 mm nicht überschreiten.

Der Oberbau kann in derselben Weise wie für Hauptbahnen auch hier angewendet werden unter Berücksichtigung der durch die verminderten Belastungen zulässigen geringeren Dimensionen; meist werden noch Schienen von dem auf Seite 144 gezeichneten Profil mit hölzernen Querschwellen verwendet. In neuerer Zeit sind mehrere Systeme mit eisernen Schwellen vorgeschlagen, von denen das durch Fig. 897 bis 899 dargestellte System Heusinger v. Waldegg am bequemsten in der Anwendung ist. Dasselbe

besteht aus Langschwellen *a*, die ähnlich den Hilf'schen geformt sind, mit dem Unterschiede, dass die Mittelrippe nach oben gekehrt ist. Auf die Langschwellen und über die Mittelrippe wird eine Brückenschiene gelegt und mittelst eiserner Backen *c* und runder Holzkeile *d* in einfachster Weise befestigt. Zu Ausfüllung der Höhlung im Inneren der Fahrschiene dienen eiserne Klammern, die an den Stellen der Ber festigungskeile auf die Längsrippe der Langschwelle gesteckt sind; darauf wird die Fahrschiene aufgelegt und festgekeilt.

Bei Gruben- und Arbeitsbahnen hat sich durch geringen Materialverbrauch, sowie durch andere bedeutende Vortheile das in Fig. 900—902 dargestellte Schienensystem von Friedrich Hoffmann (D. R.-P. No. 9545) bewährt. Fig. 900—901 stellen auf hölzernen Langschwellen gelagerte Schienen *A* dar, Fig. 902 eine solche auf Steinpflaster gelagerte und mittelst Cementmörtels befestigte Schiene. Das Profil ist nach einem gleichseitigen bezw. gleichschenkeligen Dreieck geformt, dessen untere Seite offen bleibt. Die Füsse *z z* der Schiene *A* werden entweder mittelst Nägel oder Schrauben auf den Langschwellen oder, wie bereits erwähnt, mittelst Cementmörtels auf Steinpflaster befestigt; die Hackenleisten *x x* sichern die Schiene gegen seitliche Verschiebung und gewähren ihr eine feste Stütze auf der Unterlage. Aus den Figuren ist zugleich das Profil des bei der Schiene verwendeten Radkranzes in verschiedenen Modificationen ersichtlich. Fig. 900 ist ein neues gusseisernes Profil, Fig. 901 ein solches von Schmiedeeisen; Fig. 902 zeigt einen gusseisernen Radkranz nach mehrjährigem Gebrauche. Durch die beiderseitigen Flanschen *y y* werden die Wagen befähigt, auch ausserhalb der Geleise zu fahren, und, da die Räder auf ihren Achsen drehbar sind, steht der Verwendung auf gewöhnlichen Wegen keinerlei Schwierigkeit entgegen.





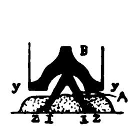


Fig. 900—902.

Fig. 897—899.

Ausweichungen, durch welche ganze Züge fahren, sollen in der Regel mit Radien von mindestens 80 m resp. 50 m angelegt werden; die Ueberhöhung des äusseren Schienenstranges kann hier unterbleiben. Jede Gattung von Weichen, welche den Durchgang der Betriebsmittel ohne Hindernisse gestattet, ist zulässig.

Die Weiche, Fig. 903—904, ist mit einem Fahrbogen von 50 m Radius angelegt bei einem Kreuzungswinkel von 7° 30′. Vor dem Kreuzungspunkt ist eine 2 m lange Gerade an den krummen Strang anschliessend angebracht. Die Zungen sind 2,8 m lang und gerade, und beträgt der Raum zwischen den Köpfen an der Weichenwurzel 40 mm. Die Breite der Spurkranzrille bei den Zwangschienen beträgt 29 mm.

Fig. 905—909 zeigen die Construction des Hartgussherzstückes.

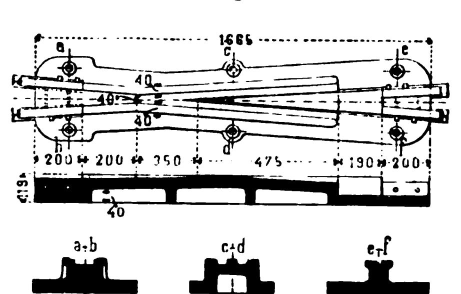


Fig. 905—909.

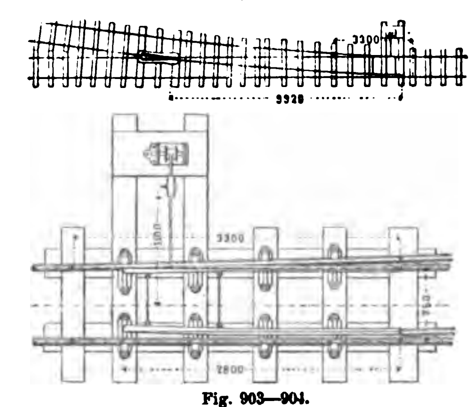


Fig. 903—904.

Die Anlage von Drehscheiben ist in jedem Geleise gestattet; es ist nicht nothwendig, den Drehscheiben die zum gleichzeitigen Wenden von Locomotiven und Tendern bezw. Wagen erforderliche Grösse zu geben. Eine zweckmässige Drehscheibe, die von verschiedenen Fabriken ausgeführt wird, zeigen Fig. 910 bis 911. Die obere Platte *a* wird durch einen mittleren Zapfen *b* unterstützt, der direct an den unteren Theil der Drehscheibe angegossen ist, und ausserdem an dem Umfange durch 4 Rollen *c*. *d* ist eine Klinke, um die Drehscheibe in den einzelnen Lagen festzustellen. Die Dimensionen der Drehscheiben für verschiedene Spurweiten sind in nebenstehender Tabelle enthalten.

Durchmesser *D* mm	Spurweite *S* mm	Höhe *h* mm	Gewicht kg
850	450	125	250
1290	750	180	500
1500	900	190	750
1700	1100	200	1000
2000	1200	250	1500
2500	1435	300	2100

Eine etwas andere Construction für 600 mm

Spurweite ist in den Fig. 912—913 ersichtlich. Die ganze Drehscheibe ist ebenfalls in eine Grube eingesetzt und besteht aus dem cylindrischen Troge *a* von Gusseisen, welcher vier konisch geformte Rollen *b* trägt, die die eigentliche Scheibe *c* tragen. In der Mitte befindet sich ein kugelförmiges Spurlager *d*, welches die Scheibe in concentrischer Lage hält. Zur Vermeidung von Stössen sind an den Kreuzungsstellen der Geleise Erhöhungen *e* angegossen, welche zur Unterstützung des Spurkranzes dienen.

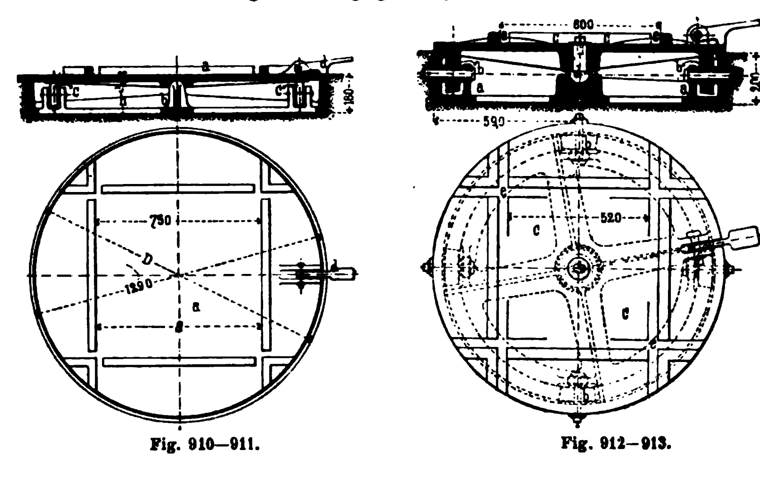


Fig. 910—911. Fig. 912—913.

Bei den zum Betriebe verwendeten Locomotiven kommt es darauf an, bei möglichst einfacher Construction eine möglichst geringe Achsenbelastung und möglichst geringes Gewicht zu erzielen. Da nun grosse Geschwindigkeiten, sowie lange Fahrten hier nicht vorkommen, gilt bei der Construction derselben gewöhnlich als Hauptaufgabe: „leichtes Befahren scharfer Curven und starker Steigungen."

Die Locomotiven werden fast ausschliesslich als Tenderlocomotiven gebaut. Die Gewichtsvertheilung derselben ist je nach der Tragfähigkeit der Schienen zu bemessen und so zu bewirken, dass die Last pro Achse in der Regel bei 1 m Spurweite im Maximum 7600 kg, bei 0,75 m Spurweite 5000 kg beträgt. Ausser der auch für andere Locomotiven vorgeschriebenen Dampfpfeife soll jede Locomotive, wenn eine durchgehende Bahnbewachung nicht stattfindet, mit einfacher Signalglocke versehen sein.

Auf Tafel 7 Bd. II sind verschiedene Constructionen von Locomotiven für Schmalspurbahnen veranschaulicht. Zunächst stellen Fig. 1—4 eine Locomotive für 0,75 m Spurweite dar, wie sie von einigen Fabriken gebaut wird. Die Maschine ruht auf vier gekuppelten Schalengussrädern von 600 mm Durchmesser, deren Gusstahlachsen in der Nabe 90 mm Durchmesser besitzen. Die kupferne Feuerkiste hat eine Wandstärke von 12 mm und eine lichte Länge von 600 mm bei 480 mm lichter Breite. Der cylindrische Kessel hat einen Durchmesser von 700 mm und eine Wandstärke von 11 mm; er besteht aus zwei Blechschüssen, an welche die Decke des Feuerkistenmantels und die des Rauchkastens in gleicher Höhe sich anschliessen.

Der Kessel ist mit einem Dom ausgerüstet, der zur Aufnahme der Sicherheits- und Abblaseventile dient. Innerhalb des Domes befindet sich das mit Regulatorschieber versehene Dampfausströmrohr von 50 mm lichtem Durchmesser, welches den Dampf beiden Cylindern durch Röhren von 45 mm Durchmesser zuleitet. Der Abblasedampf dient zur Beförderung des Zuges und strömt durch Rohre von 55 mm Durchmesser durch das für beide Cylinder gemeinschaftliche Blasrohr von 36 mm Durchmesser in den Schornstein. Die Steuerung ist eine Allan'sche Coulissensteuerung, die wegen ihrer freien Lage leicht zugänglich ist.

Die Hauptdimensionen der Locomotive sind: Cylinderdurchmesser 160 mm, Kolbenhub 300 mm, Raddurchmesser 600 mm, Dampfdruck 12 At, Wasserkästen 0,825 cbm Inhalt, Rostfläche 0,288 qm, Heizfläche: Feuerbüchse 1,833 qm, Röhren 13,649 qm, somit im ganzen 15,482 qm; Kohlenräume rechts 0,162 cbm, links 0,203 cbm, zusammen 0,365 cbm; Dienstgewicht 6930 kg.

Fig. 1 stellt eine Seitenansicht der Maschine mit durchschnittenen Theilen dar, Fig. 2 einen Horizontalschnitt nach *EF*, Fig. 3 links einen Querschnitt nach *AB*, rechts nach *CD*; Fig. 4 ist links ein Schnitt nach *GH*, rechts eine vordere Ansicht.

Zwei andere Constructionen für schmalspurige Bahnen sind in Fig. 5—8 auf Taf. 7 gezeichnet, wie sie von der Maschinenbau-Gesellschaft zu Heilbronn gebaut werden. Fig. 5—6 ist eine Locomotive mit ausserhalb des Rahmens liegenden Rädern, während die in Fig. 7—8 abgebildete Locomotive innerhalb des Rahmens liegende Räder besitzt. Man erreicht bei der Anordnung mit innerhalb des Rahmens liegenden Rädern, dass dieselbe Locomotive für verschiedene Spurweiten gebraucht werden kann, eine Eigenschaft, die bei Locomotiven, welche für Bauzwecke u. dgl. bestimmt sind, von Vortheil ist. Innerhalb des Rahmens befinden sich auch die Wasserkästen. Die Locomotive, Fig. 5—6, wird durch gewöhnliche Federn getragen, während Fig. 7—8 Spiralfedern besitzt. Die Siederöhren sind aus Holzkohleneisen und haben 40 mm lichte Weite.

Der Schwerpunkt der Locomotive liegt sehr niedrig, und der Bewegungsmechanismus sowie die Federn sind sehr leicht zugänglich; die Theile des Bewegungsmechanismus sind wegen ihrer tiefen Lage leicht Beschädigungen ausgesetzt. Vorn und hinten sind die Rahmen mit sehr hohen Bufferbohlen ausgestattet, welche bei Entgleisungen einigermassen die Cylinder schützen können. Die Steuerung der

Maschine, Fig. 5—6, ist nach Heusinger v. Waldegg, die der zweiten, Fig. 7—8, nach Stephenson ausgeführt. Erstere ist unter I in der folgenden Tabelle angegeben, während letztere nach den in Klammern stehenden Massen der No. III der Tabelle, im übrigen dagegen der No. II entspricht. Die Locomotiven werden nach 7 verschiedenen Modellen gebaut, wie sie in nachstehender Tabelle zusammengestellt sind.

Modell No.	Pferdestärken	Cylinder-Durchm.	Kolbenhub	Raddurchm.	Dampf-Ueberdr.	Heizfläche: feuerberührte	Heizfläche: wasserberührte	Rostfläche	Achsenstand	Kohlenvorrath	Wasservorrath	Gewicht der leeren Maschine	Gewicht der Masch. im Dienst	Kleinste Spurweite
		mm	mm	mm	At	qm	qm	qm	mm	kg	l	kg	kg	mm
I	10	140	170	420	8	7,35	8,00	0,16	1000	50	250	2400	3000	500
II	20	180	270	550	9	12,48	13,90	0,23	1260	150	500	5200	6000	500
III	30	200	300	610	9	15,44	15,70	0,27	1260	200	700	6200	7500	600
IIIa	35	220	300	660	9	16,85	18,78	0,27	1260	200	750	6500	8000	800
IV	45	230	350	720	9	21,67	24,15	0,37	1560	350	1200	8500	11000	700
IVa	45	230	360	780	9	21,67	24,15	0,37	1560	400	1400	9200	12000	1000
V	60	250	360	780	9	27,20	30,20	0,50	1560	500	1500	10500	13500	1000

Fig. 914 giebt die Construction einer Locomotive mit verticalem Kessel, wie sie von den Harzer Werken zu Rübeland und Zorge am Harz für normale und schmale Spur angefertigt werden. Dieselbe eignet sich besonders für Zechenbahnen zum Rangiren der Kohlenzüge, zum Transport von Erzen und Kohlen für Hüttenwerke, sowie zum inneren Fabrikbetrieb etc. Es ermöglicht diese Anordnung den Bau einer kurzen compendiösen Maschine und einen geringen Radstand, wodurch scharfe Curven leicht passirt werden können. Bei gleicher Lastvertheilung für beide Achsen und Räder erreicht man durch den verticalen Kessel noch eine günstigere Ausnutzung der Heizfläche der Siederöhren als bei horizontalem Kessel, da diese sich nicht durch Flugasche vollsetzen.

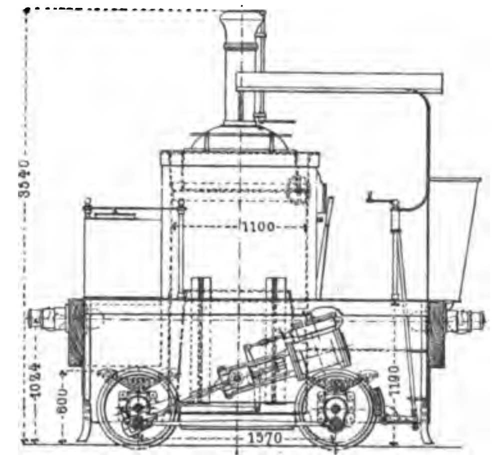


Fig. 914.

Auf jeder Seite des Kessels sind zwei vertical stehende Träger angenietet, welche sich gegen und auf den Rahmen der Maschine legen und mit diesem durch Schrauben verbunden sind. Der Kessel besitzt 104 Siederöhren von 45 mm innerem und 51 mm äusserem Durchmesser, welche nebst der Feuerbüchse bis zum tiefsten Wasserstande 10,86 qm Heizfläche repräsentiren. Ueber der oberen Rohrplatte liegt ein 300 mm hoher Rauchkasten, der seitlich vom Dampfe umspült wird. Eine kuppelförmige gusseiserne Decke mit aufgeschraubtem gusseisernen Schornstein schliesst den Raum nach oben ab. Der ringförmige Raum um die Rauchkammer ist durch viele kleine Löcher mit dem Kessel in Verbindung, sodass er eine Art abgeschlossenen Domes bildet, auf dem die Kesselarmatur angebracht ist. Der Wasserkasten ist vor dem Kessel angeordnet, während sich der Kohlenkasten auf der anderen Seite hinter dem Führerstand befindet.

Die geneigt über den Hinterrädern ausserhalb liegenden Cylinder treffen mit ihrer Mittellinie die Vorderachse. Die Steuerung ist eine sehr einfache mit nur einem Excenter. Die Umsteuerung geschieht durch einen besonderen Schieber, der die Function der Dampfeinströmungs- bezw. Dampfausströmungs-Canäle wechselt. Die Maschinen werden in folgenden Dimensionen gebaut bei 8 At Ueberdruck im Kessel:

Modell-No.	Radstand	Cylinder-Durchmesser	Kolbenhub	Leistung: Horizontal	Leistung: bei 1:100 Steigung	Heizfläche	Rostfläche	Spurweite
	mm	mm	mm	kg	kg	qm	qm	mm
I	1568	155	250	100000	30000	8,00	0,2	1435
II	1568	200	250	150000	42000	10,86	0,27	1435
III	1568	250	250	250000	80000	17,09	0,427	1435
IV	1568	285	360	400000	125000	25,00	0,625	1435
V	1078	111	183	35000	12500	5,07	0,127	< 1435

Eine andere Construction einer Locomotive mit stehendem Kessel ist die in Fig. 915—916 dargestellte Werkstätten-Locomotive der Gesellschaft John Cockerill in Seraing. Der Dampfkessel ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, ein Röhrenkessel von 1,10 m Durchmesser, bei einer Höhe von 1,83 m. Er enthält 36 eiserne Röhren von 63 mm äusserem Durchmesser und 800 mm Länge. Die totale Heizfläche beträgt 5,06 qm und die Rostfläche 0,68 qm. Der Kessel ist für 9 Atmosphären Ueberdruck in Eisenblech von 12 mm Stärke construirt und trägt Wasserstandszeiger, Manometer, Dampfdruckregulator, Alarmpfeife etc. Die Speisung findet mittelst eines Giffard'schen Injectors statt.

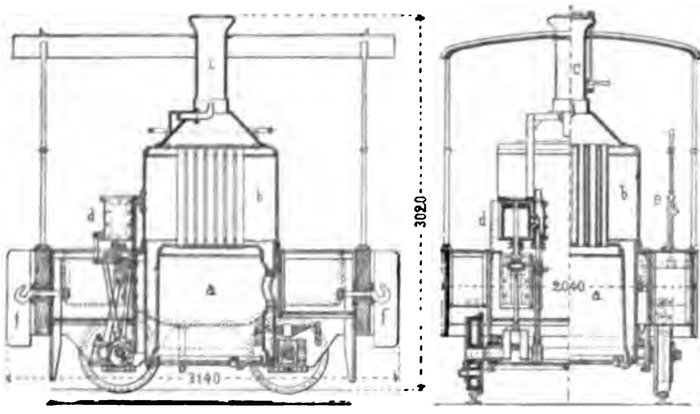


Fig. 915—916.

Der Kessel wird mittelst Winkeleisen von einem Rahmen getragen, der auf vier gekuppelten Rädern von 600 mm Durchmesser und 1500 mm Achsenentfernung ruht. Zu beiden Seiten befinden sich die Gefässe für Wasser und Kohlen, welche 620 l Wasser und 180 kg Kohlen aufnehmen können. Die beiden Cylinder sind vertical und am Kessel befestigt (Cylinderdurchmesser 200 mm, Hub 250 mm). Die Kolbenstangen greifen mittelst Pleuelstangen an eine gekröpfte Welle, die mit der hinteren Achse gekuppelt ist. Die Steuerung ist eine Stephenson'sche Coulissensteuerung; das Gewicht der Maschine beträgt leer 6400 kg, im Betrieb bis zu 7900 kg. Nachstehende Tabelle giebt die Hauptdimensionen der in 3 Grössen gebauten Locomotiven an:

Modell No.	Cylinder-Durchm. mm	Kolben-hub mm	Dampf-Ueberdr. At	Zahl der gek. Räder	Achsen-stand mm	Heizfläche qm	Rostfläche qm	Wasser-vorrath l	Kohlen-vorrath kg	Aeusserste Länge der Maschine m	Aeusserste Breite m	Aeusserste Höhe über d. Schienen m	Gewicht d. Masch. im Dienst kg	Gezogene Ladung kg	Spurweite mm
I	150	200	9	4	1250	7,00	0,46	530	135	2,700	1,720	2,930	5000	60000	750—1000
II	200	250	9	4	1400	8,00	0,68	675	195	3,220	2,110	3,150	7500	90000	1000—1435
III	250	250	9	4	1600	20,00	0,83	3000	400	3,740	2,760	3,425	10000	160000	1435

Die Wagen werden je nach den verschiedenen Transportgegenständen und Verhältnissen einer Bahn verschieden construirt. Für Erze, Kohlen etc. bestehen sie gewöhnlich aus einem viereckigen Kasten, welcher je nach der zu transportirenden Menge an Kohlen oder Erz, sowie nach der Ausführung der Bahn und den Steigungsverhältnissen bis zu 10 Ctr. oder darüber fasst. Der Kasten sitzt bei gewöhnlicher Construction auf zwei festen Achsen, welche an ihren Enden gut abgedrehte Zapfen mit Muttern haben, auf denen sich die Naben der Räder drehen können, oder die Achsen sind nach Art der bei den normalspurigen Wagen angewendeten Constructionen angeordnet mit innen- oder aussenliegenden Achslagern und fest auf die Achsen gekeilten Rädern. Die Wagen sind mit Bufferhölzern an jedem Ende versehen, welche auf die Buffer der verwendeten Locomotive passen.

Die Anzahl der Bremsen in einem Zuge ist nach den Steigungsverhältnissen der Bahn zu bemessen und variirt dementsprechend sehr beträchtlich. Während auf einigen Bahnen jeder Wagen mit einer Bremse ausgerüstet ist, ist bei anderen Bahnen zuweilen, ausser der Bremse der Locomotive, nur eine Bremse im ganzen Zuge vorhanden. Tragfedern besitzen die Wagen gewöhnlich nicht; wo es die Beschaffenheit der Transportgegenstände erfordert, werden die Wagenkasten wohl mit Kautschuk-Unterlagen versehen.

Fig. 917—918 stellen einen einfachen Wagen dar, welcher, ganz in Holz construirt, besonders zum inneren Transport in Fabriken benutzt wird und keinen Wagenkasten besitzt, da die mit demselben zu befördernden Gegenstände meist aus grösseren Stücken (Maschinentheilen etc.) bestehen.

Der in Fig. 919—924 dargestellte Wagen dient zum Transporte von erdigen Materialien, wie Sand u. dgl., und ist deshalb zum Kippen nach hinten eingerichtet. Der 0,57 m hohe und 2,1 m im Quadrat haltende Kasten *A* ist auf dem starken Rahmen *B* befestigt, welcher sich auf dem eigentlichen Wagengestell *C* mittelst eines durchgehenden Bolzens dreht. Das sehr solid construirte Gestell des Wagens ist erheblich kürzer als der obere Rahmen, um dem Kasten beim Kippen Platz zu geben. Der Wagen wird von drehbaren Achsen getragen, welche zur Aufnahme der gusseisernen Räder mit kreuzförmigen

Speichen dienen. Eine einfache, aber wirksame Bremse zum gleichzeitigen Bremsen beider Achsen kann durch Bewegen des Hebels *a* mit der Hand von einem auf dem Wagen befindlichen Arbeiter leicht in Bewegung gesetzt werden; dieselbe ist nur an einer Seite des Wagens angebracht.

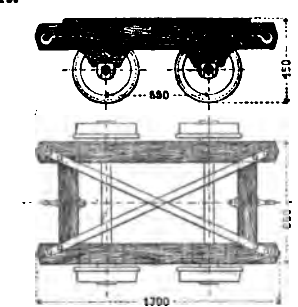


Fig. 917—918.

Für manche Zwecke ist ein Kippen des Wagenkastens nach hinten unstatthaft, besonders wenn die Wagen in längeren Zügen zu transportiren sind; in solchen Fällen leistet der in Fig. 925—928 dargestellte Wagen gute Dienste. Derselbe besteht aus einem Kasten *A* von ca. 0,5 m Höhe, 1,3 m Breite und 2 m Länge, dessen Vorder- und Hinterwände durch eiserne Streben versteift sind, da dieselben beim Transport auf starken Steigungen sehr in Anspruch genommen werden. Der Kasten *A* ruht mit gusseisernen Lagerstücken auf den entsprechend gebildeten Lagerstücken des unteren Gestelles *C*, welche eine Bewegung des Kastens nach der Seite gestatten, jedoch nach vorn oder hinten verhindern. Die zur Aufnahme der Lager dienenden Balken *B* sind mit dem Gestell *C* solid verschraubt, welch letzteres im Gegensatz zu der vorherbeschriebenen Construction zur Aufnahme der Kuppelungsvorrichtung dient, während bei der ersteren der obere Rahmen *B* direct gekuppelt wurde. Das Untergestell ist dem des vorhergehenden Wagens ähnlich construirt; abweichend ist nur die Befestigung *D* des Kastens gegen seitliches Kippen, die etwas grösser gezeichnet ist.

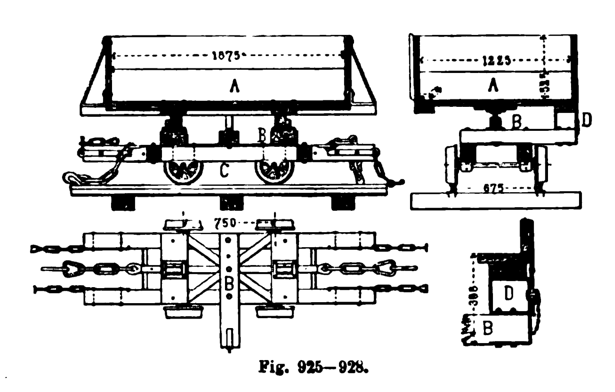


Fig. 925—928.

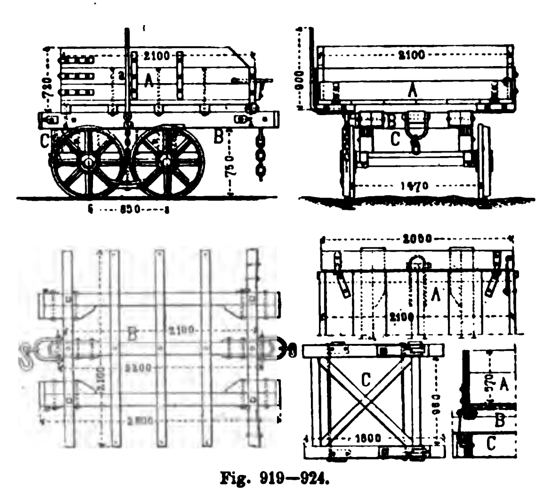


Fig. 919—924.

Das Entladen der Wagen durch Kippen des Kastens ist in vielen Fällen unausführbar; auch wird mit der Arbeit des Entladens gewöhnlich der Zweck verbunden, das Material in normalspurige Eisenbahnwagen überzuladen. Man erreicht dieses durch Anwendung von Kreiswippen, in welchen der ganze Wagen (jetzt mit festem Kasten versehen) gekippt wird, um das Material auszuschütten. Diese Wippen sind entweder fest, d. h. an eine bestimmte Entladestelle gebunden, oder sie sind fahrbar und können auf der Absturzbühne an jeder Stelle benutzt werden. Man erreicht mit letzteren den Vortheil, dass man mit einer geringeren Anzahl auskommt als bei Anwendung fester Kreiswippen.

Die in Fig. 929—930 gezeichnete fahrbare Kreiswippe, welche sich auf Schienengeleisen bewegt, besteht aus einem von 200 mm hohen I-Eisen gebildeten Rahmen, welcher auf vier mit doppeltem Spurkranz versehenen gusseisernen Rädern bewegbar ist. Auf dem hinteren Träger sitzt ein gusseiserner Stuhl, welcher einen festen Drehpunkt für den umzukippenden Wagen abgiebt. An dem vorderen Träger sind auf festen Achsen drehbar zwei Laufrollen angebracht, auf welchen sich der eigentliche Wippenkörper bei der Umdrehung abrollt. Derselbe wird aus zwei sich einander gegenüber liegenden, gleich grossen schmiedeeisernen Ringen *b* gebildet, welche mittelst Winkel- und Flacheisen gegeneinander in ihrer Lage festgehalten werden. Unten und in der ungefähren Mitte ihrer Höhe tragen sie zwei Paar weitere starke Winkeleisen, deren eines Paar *c* als Geleise für die Wagen *d* und deren anderes Paar *e* als Sicherung

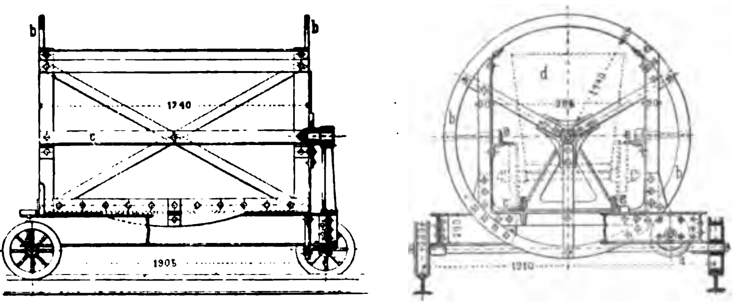


Fig. 929—930.

derselben gegen das Herausfallen beim Umkippen der Wippe dient. Der hintere Ring besitzt ausserdem ein Kreuz aus Gusseisen, welches in der Mitte eine Bohrung hat, die genau über den in obenerwähntem gusseisernen Stuhle festsitzenden Zapfen als Drehpunkt des Ganzen passt.

Die Verhältnisse der Wippe sind so gewählt, dass, wenn der leere Wagen in die Wippe hineingeschoben ist, der Schwerpunkt des Systems nicht in der Drehaxe des Ganzen, sondern etwas unterhalb derselben liegt, wodurch die Wippe das Bestreben hat, nach geschehenem Umkippen von selbst in ihre normale Lage zurückzukehren. Um die dann folgenden Pendelschwingungen aufzuheben, ist auf dem vorderen Träger der Wippe ein Bremshebel angebracht, welcher sich beim Anziehen gegen die Peripherie des vorderen Wippenringes presst und dadurch hemmend wirkt.

Abgesehen von der Benutzung der bis jetzt beschriebenen grösseren Wagen verwendet man stets eine grössere Anzahl kleinerer Wagen, die auf denselben Geleisen fahren und nur von Arbeitern bewegt werden; dieselben dienen zum Transport von Materialien und Producten zu den einzelnen Arbeitsplätzen und sind je nach ihrem speciellen Zwecke verschieden construirt. Fig. 931—932 geben die Zeichnung eines Förderwagens für Coakstransport, wie er zum Befördern von Coaks zu den Eisenhochöfen verwendet wird. Auf einem Gestell *B* mit festen Achsen befindet sich drehbar um horizontale Zapfen *C* ein vierseitiger Blechkasten *A* mit drei vertical auf dem Boden stehenden und einer schrägen zum Ausschütten geeigneten Seite. Der Drehpunkt ist in seiner Lage zum Schwerpunkt des gefüllten Wagens so gewählt, dass es einer ganz unerheblichen Kraftanstrengung bedarf, um den Wagenkasten umzukippen.

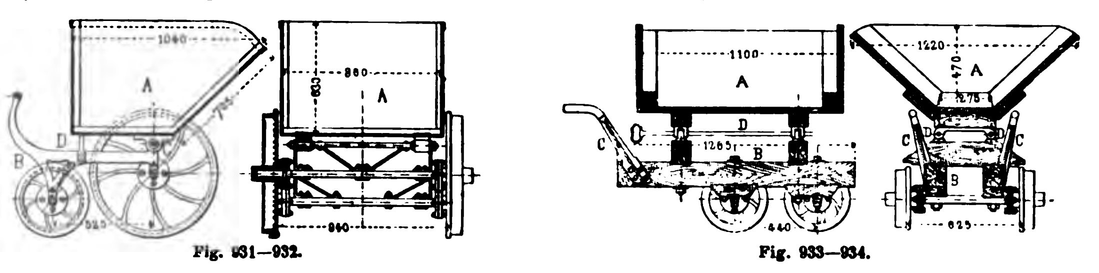


Fig. 931—932. Fig. 933—934.

Der zum Transport von Erzen geeignete Förderwagen, Fig. 933—934, zeigt eine etwas abweichende Bauart. Während der Coakswagen nach vorn überstürzt, lässt sich der Erzkarren nur nach der Seite umschlagen und kann dieses nach Belieben nach rechts oder links geschehen. Der Boden des Kastens *A* trägt zwei Bügel mit je zwei scherenartig angeordneten Laschen, die je eine an dem Wagengestell *B* feste Scharnierlasche umschliessen und mit derselben durch einen langen, eingesteckten, die Scharnierachse bildenden Schlüssel *D* sicher verbunden werden. Da zwei solcher Schlüssel *D* vorhanden sind, kann man nach Bedarf rechts oder links die Verbindung lösen und links oder rechts das Scharnier belassen, also nach beiden Seiten hin den Wagen (um 90°) umklappen. Diese Einrichtung ist bedingt durch die Nothwendigkeit, beim Begichten des Hochofens ohne viel Arbeit mit dem Aufgeben der Materialien zu stande zu kommen.

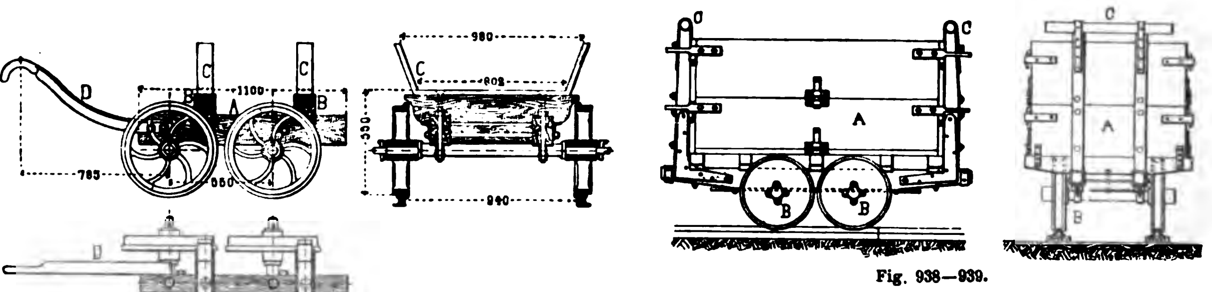


Fig. 938—939.

Fig. 935—937.

Der Roheisenwagen, Fig. 935—937, besteht im wesentlichen aus einem starken Gerüst *A* mit festen Achsen, Deichsel *D* und zwei auf *B* befestigten gabelartig offenen Satteleisen *C* zum Festlegen der Roheisenbarren.

Fig. 938—939 stellen einen Wagen dar, welcher mit den in Fig. 900—902 auf Seite 163 abgebildeten, zu dem Hoffmann'schen Oberbau gehörigen Rädern *B* versehen ist; derselbe eignet sich hauptsächlich für Erdtransport, sowie zum Steintransport für Ziegeleien. Für letzteren Zweck werden die Breter auf beiden Seiten des Kastens *A* ausgehoben, sodass nur die Plattform und die Vorder- und Hinterwand auf dem Untergestelle bleiben. Der Wagen wird durch Arbeiter bei *C* durch Schieben in Bewegung gesetzt.

B. Leicht transportable Eisenbahnen.

Für viele Zwecke ist die Anwendung festliegender Geleise unthunlich und ist man daher zu Anlagen gezwungen, welche es gestatten, ohne viel Zeitverlust das Geleise an einen anderen Ort zu verlegen, ohne zu diesem Zwecke kostspieliger und zeitraubender Unterbau-Arbeiten zu bedürfen. Von diesen besonders für die Landwirthschaft und für Bauzwecke wichtigen Bahnen hat sich am meisten das System Decauville bewährt und wollen wir uns darum auf die Beschreibung dieses einen Systems beschränken.

Bei dieser von dem Erfinder „Transporteur Decauville" genannten Bahn bilden die Schienen mit den Traversen resp. den Schwellen und Laschen ein Stück, sodass das Legen, Aufheben, Transportiren und Wiederlegen des Schienenstranges mit grosser Geschwindigkeit erfolgen kann. Die zu befördernde Fracht wird hierbei in Partieen von 300 bis 400 kg transportirt. Der Schienenstrang, dessen Schienen 40 mm Höhe, 20 mm Kopfbreite, 55 mm Fussbreite und 5 mm Stegdicke besitzen, ist aus einzelnen Jochen von 5 m, 2,5 m und 1,25 m zusammengesetzt und kann, festliegend verwendet, im Maximum mit bis zu 2000 kg befrachteten Wagen belastet werden.

Die Spurweite beträgt gewöhnlich 400 mm, zuweilen auch 500 oder 600 mm, wenn das Geleise seltener abgehoben zu werden braucht. Die Schienen sind in Abständen von 1,25 m auf Traversen aufgenietet, welche für eine Spurweite von 400 mm aus Flacheisen von 800 mm Breite und 5 mm Dicke bestehen. Jede Traverse ist mit zwei Löchern, durch welche Bolzen zum Befestigen von Bretern gesteckt werden können, für den Fall versehen, dass man lose aufgeschüttete Erde zu überschreiten hat, oder das Geleise, wenn es definitiv liegen bleiben soll, auf vorher in den Erdboden gelegte Holzschwellen aufzuschrauben ist. Es genügt, auf dem Platze, den das Geleise einnehmen soll, eine Ausgrabung von 50 mm Tiefe herzustellen, in welche man die geraden Strecken, Curven und Kreuzungen eine an die andere legt, während man dort, wo das Geleise von Fuhrwerk überschritten wird, den Zwischenraum mit Asphalt, gestampfter Erde oder Steinschlag ausfüllt. Die Vereinigung der Schienen geschieht durch einfaches Aneinanderlegen der Enden der einzelnen Joche. Eins dieser Enden trägt angenietete Laschen, während das andere glatt abgeschnitten ist, und es werden die Laschen einfach unter den Schienenkopf des stumpfen Endes geschoben.

Fig. 940.

Fig. 941.

Fig. 942—943.

Fig. 944—945.

Fig. 946—947.

Ueberschreiten die Geleise eine Strasse, so wendet man transportable Wegübergänge an, Fig. 941, welche aus Eichenbohlen gebildet, auf den Traversen sowie auf deren Verlängerungen aufgeschraubt werden. Die Weichen werden durch ein Joch von 1,25 m Länge repräsentirt, das als bewegliche Weichenzunge vor der vollständigen Kreuzung liegt, Fig. 940. Dieselbe wird einfach mit dem Fusse auf der etwas breiteren Traverse bewegt. Das Herzstück der Kreuzung ist aus Hartguss und hat jede Kreuzung zwei getrennte Ankunfts- und Abgangsschienen.

Fig. 942 — 943 zeigen eine bei dem Transporteur Decauville verwendete Drehscheibe. Dieselbe besteht aus zwei übereinander liegenden Platten, von denen die untere, aus Blech bestehende Platte den Zapfen trägt sowie die Knaggen *e* zum Anhalten, die Abgänge der Geleise und vier runde Eisenstücke, die als Rollen dienen. Die obere Platte *D* ist aus Gusseisen und nach oben noch durch Rippen verstärkt. Die Drehscheibe wird direct auf den Erdboden gelegt und wiegt 80 kg. Fig. 944 — 945 zeigen eine mit Verstärkungsrippen nach unten versehene Platte aus Gusseisen, welche auch ins Geleise eingelegt wird, um Fahrzeuge mit kurzem Radstand und losen Rädern im rechten Winkel drehen zu können.

Die Wagen der Decauville'schen Eisenbahn sind mit vier Rädern versehen und aus I-Eisen gefertigt. Zwei Blechplatten, an jedem Ende durch Winkel verbunden, sind auf den Längsträgern aufgenietet und dienen als Plattform. Bei landwirthschaftlichen Arbeiten ist die Anwendung von Tragkörben *C* mit Handhaben *C'*, Fig. 946 — 947, zweckmässig, welche aus Flach- oder Rundeisen construirt und auf die Plattform des Wagens gestellt werden. Fig. 950—951 stellen einen Transportwagen für Scheitholz u. dgl.

dar; derselbe ist ganz in Eisen construirt und durch einfaches Herausziehen der Stützen *s* zum Kippen nach der Seite eingerichtet.

Einen Wagen für erdige Materialien zeigen Fig. 948—949. Das Untergestell ist ebenso construirt wie bei dem vorhergehenden Wagen. Der Kasten *H* ruht mittelst Zapfen und zweier Stützen *p* auf dem Wagengestell *J* und wird durch den Haken *q* am Umkippen gehindert. Der Kasten fasst 0,2 cbm und kann dessen Fassungsraum durch die punktirte Erhöhung auf 0,3 cbm vergrössert werden.

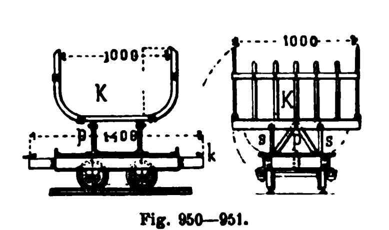


Fig. 948—949.

Fig. 950—951.

C. Drahtseilbahnen.

Bei den Drahtseilbahnen wird die zu fördernde Last, in kleine Partieen von 50 bis 250 kg Gewicht vertheilt, continuirlich auf über dem Erdboden ausgespannten und in geeigneter Weise unterstützten Drahtseilen zum Bestimmungsorte geleitet, welcher oft in beträchtlicher Entfernung von dem Aufgabeorte gelegen ist. Man kann die Drahtseilbahnen in zwei wesentlich voneinander verschiedene Systeme eintheilen: 1. Seilbahnen mit endlosen Seilen, welche sich mit den zu transportirenden Lasten bewegen, und 2. Seilbahnen mit festen Seilen, auf welchen die Lasten mittelst besonderer Zugseile transportirt werden. Da die nach dem ersteren Systeme gebauten Bahnen (nach ihrem Erfinder Hodgson'sche Drahtseilbahnen genannt) viele Uebelstände zeigen und sich in der Praxis nicht recht bewährt haben, so können wir dieselben hier übergehen.

Die Seilbahnen der zweiten Art entstanden aus den beim Forstbetriebe in Gebirgsländern vielfach benutzten Drahtriesen, d. h. geneigt gespannten Drahtseilen, an welchen das herabzubringende Holz mittelst Rollwagen aufgehängt ist und durch seine Schwere herabgleitet, während die leeren Rollwagen mittelst eines Hilfsseiles an dem nämlichen Seile, und zwar durch die bergab laufenden Lasten, in die Höhe geführt werden.

Von den verschiedenen Constructionen dieser Drahtseilbahnen soll hier nur das der Firma Adolf Bleichert in Leipzig patentirte System als das beste und practisch vorzüglich bewährte besprochen werden. Die Laufbahn wird durch zwei nebeneinander ausgespannte Drahtseile, die Laufdrähte, gebildet, welche an dem einen Ende der Bahn fest verankert, an dem anderen durch über Rollen wirkende Gewichte in einer ihrem Querschnitte entsprechenden Spannung erhalten werden. Zwischen den beiden Endpunkten der Bahnlinie werden die Laufdrähte durch hölzerne oder eiserne Unterstützungen getragen, deren Höhe und Entfernung voneinander den Terrainverhältnissen angepasst werden. Letztere variirt zwischen 10 bis 300 m, beträgt jedoch gewöhnlich 20 bis 30 m.

Die Unterstützungen werden durch eine hölzerne Säule mit Querhaupt gebildet, wie es die Zeichnungen auf Taf. 8, Bd. II erkennen lassen. Die Laufseile werden in kleinen gusseisernen Schuhen, Fig. 22 und 23, Taf. 8, so gelagert, dass die Wagenräder bequem passiren können, wie auch infolge der bogenförmigen Construction der Auflagerschuhe ein Knicken des Seiles nicht eintritt. Die Höhe der Unterstützungen richtet sich nach dem Terrain und schwankt zwischen 4 und 40 m, doch werden sie stets so hoch genommen, dass die Lauf- und Zugseile den freien Verkehr unter denselben in keiner Weise hindern. Bei Strassen- und Wegüberführungen ist unter der Seilbahn immer eine leichte Schutzbrücke angebracht, um Unglücksfälle durch Reissen der Seile oder durch Herausfallen einzelner Laststücke zu verhüten. Fig. 3 bis 4 auf Taf. 8 zeigen eine Unterstützung für Höhen von 14 bis 30 m.

Die Laufseile werden in Längen von ca. 200 m hergestellt und untereinander durch Kuppelungsmuffen verbunden, wie es Fig. 29—30, Taf. 8 erkennen lassen. Die Verbindung geschieht in folgender Weise: Auf jedes Ende (a und a_1) des Seiles wird eine konische stählerne Büchse (b und b_1) geschoben, welche an dem einen Ende ein inneres Gewinde trägt; das Seil wird dann auf eine Länge von ca. 200 mm abgebunden und aufgedreht, die Drähte werden vollkommen metallisch gereinigt und hierauf verzinnt. Die Drähte des Seiles werden sodann zu einem konischen Bündel zusammengedrückt, die Büchse wird auf das Ende geschoben, stark erwärmt und hierauf der noch bestehende leere Raum zwischen den Drähten und der Büchse bis zum Gewinde mit Composition ausgegossen. Die Kuppelung erfolgt dann durch den Bolzen *c* mit linkem und rechtem Gewinde.

Bei sehr grosser Länge der Bahn ist noch eine mittlere Verankerung der Laufseile nöthig und geschieht dieses in der aus Fig. 5—6 und Fig. 24—26 ersichtlichen Weise. Die beiden Enden werden

durch eine ähnliche Muffe, wie Fig. 29 und 30 zeigen, verbunden (s. Fig. 24) und ausserdem durch einen schmiedeeisernen Bügel, Fig. 25, solid gelagert. Zu beiden Seiten dieses Bügels befinden sich noch zwei aus Winkeleisen angefertigte Bügel, Fig. 26, zur Entlastung der Verbindungsstelle. Die Verankerung geschieht an einem Gerüste, dessen Construction Fig. 5—6 zeigen.

Die Stärke der Laufseile variirt zwischen 20 und 40 mm, je nach den Steigungsverhältnissen und Belastungen. Zuweilen wird statt der Laufseile auch Rundeisen angewendet, das zu Längen von ca. 50 m zusammengeschweisst wird. Die Spannvorrichtung der Laufseile wird gewöhnlich in der Art construirt, wie es in Fig. 18—19 gezeichnet ist. An dem einen Ende jedes Seiles ist mittelst einer Kette je ein Kasten befestigt, welcher nun mit dem nöthigen Gewichte belastet wird. Die Kette wird über die Rollen eines Bockes geführt und mit dem Seile in der durch Fig. 20—21, Taf. 8, veranschaulichten Weise verbunden. Die dabei angewendete konische Muffe wird ebenso befestigt wie die Hülsen bei dem Kuppeln zweier Seile.

Das Zugseil wird bei stark ansteigenden Bahnen aus Gusstahl, bei horizontalen Strecken, resp. solchen mit wenig Gefälle, aus Eisen, in Litzenconstruction mit Hanfseele hergestellt und ist ein Seil ohne Ende, welches an den Stationen um horizontale Seilscheiben läuft, die in den Rinnen meistens mit Leder gefüttert sind; es wird ebenfalls durch Gewichte in Spannung erhalten und während des Betriebes nur von den Wagen unterstützt. Bei Betriebsstörungen, wenn die Wagen von der Bahn entfernt sind, legt es sich auf die in Fig. 22 und 23 gezeichneten Zugseiltragrollen, welche auf horizontalen Strecken in Entfernungen von 100 m, auf stark steigenden bis zu 30 m an einer Säule angebracht sind. Sie bestehen aus Schmiedeeisen oder Stahlblech und sind an den Unterstützungssäulen auf beiden Seiten auf Zangen befestigt. Die Stärken der Zugseile wechseln bis zu 22 mm.

Die Zugseile werden mit dem Wagen durch zwei verschiedene Kuppelungen verbunden; je nachdem die Bahn starke Steigungen besitzt oder nicht, wendet A. Bleichert einen Kuppelungsapparat mit Muffen oder einen solchen mit Klemmexcenter an. Ersterer erfordert eine mehr oder weniger grosse Anzahl stählerner Muffen auf dem Zugseile, je nach der Menge der zu transportirenden Wagen, wie auch nach der Geschwindigkeit derselben. Die Befestigung der aus Gusstahl bestehenden Muffen geschieht auf folgende Weise: Nachdem die Entfernung der Muffen bestimmt und die Stellen markirt sind, auf welchen dieselben angebracht werden sollen, wird die Hanfseele auf 30 mm Länge entfernt, die Litzen und Drähte werden auseinandergebogen und metallisch gereinigt. Nachdem dies geschehen, wird das Seil an dieser Stelle verzinnt, die Muffe auf dasselbe geschoben und ein Dorn durch Muffe und Seil gesteckt, um die Litzen, wie in Fig. 31—33, Taf. 8 ersichtlich, auseinander zu halten. Die Enden der ebenfalls verzinnten Muffe werden nun durch besondere Dichtungsringe und Lehm abgedichtet; dann wird dieselbe mittelst einer passenden Zange stark erwärmt und hierauf durch die kleinen Löcher Composition eingegossen. Nach der Abkühlung wird der Dorn herausgezogen und die Oeffnung ebenfalls vergossen.

Der Kuppelungsapparat mit Klemmexcenter für Bahnen mit geringen Steigungen ist in Fig. 952—956 dargestellt. Auf einer Traverse in der Mitte des Wagengestelles ist die Leitrolle *S* drehbar und einseitig befestigt und zur Aufnahme des Treibseiles mit Spurrinne versehen. In derselben Ebene über dieser Leitrolle liegt ein excentrisch geformtes Segmentstück *E*, dessen Peripherie ausgekehlt ist, um ein besseres Klemmen des Seiles zu bewirken. Das Segment ist um einen Zapfen *z* in *U* drehbar und kann mit *U* durch Umdrehung eines im Inneren des Gehäuses *A* gelagerten Excenters *R* bewegt werden. Auf der Achse dieses Excenters ist ein Hebel *H* befestigt, sodass man durch dessen Drehung das Segment in seine tiefste Lage bringen und das Seil einklemmen kann. Durch das Bewegen des Seiles findet ein geringes Drehen des Segmentes *E* und dadurch ein um so stärkeres Anpressen desselben an das Seil statt. Das Segment *E* ist nach beiden Seiten excentrisch, um, wenn bei geneigter Lage des Laufseiles der Wagen das Bestreben hat, dem Zugseil voranzueilen, das Lösen der Kuppelung zu verhindern. Das selbstthätige Entkuppeln des Wagens wird durch einen an der betreffenden Unterstützung angebrachten Ausrücker *h* bewirkt (Fig. 23 auf Taf. 8). Der ankommende Wagen stösst mit dem oberen Ende des Hebels *H* gegen die Ausrückerplatte *h*, dadurch findet ein Umlegen des Hebels und ein Heben des Excenters *E* statt, sodass der Wagen vom Seile gelöst ist. Der Hebel *H* ist durch ein schweres Gegengewicht in den Endstellungen gesichert.

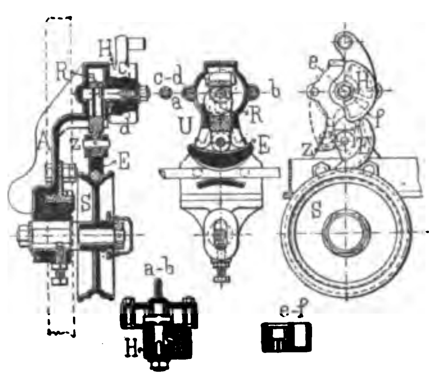


Fig. 952—956.

Bei Anlagen mit starken Niveau-Aenderungen wendet Adolf Bleichert, wie schon erwähnt, die in Fig. 957—965 abgebildete Muffenkuppelung an. Die zum Tragen des Zugseiles dienende Seilrolle *S* ist mit ihrem Zapfen in dem Gehäuse *G* gelagert. Dieses Gehäuse ist durch einen ⊥-Steg mit dem Wagen solid verbunden. In dem Gehäuse *G* bewegt sich in prismatischer Führung ein Schieber *K*, welcher zwei

unten mit geeigneten Fangklauen versehene verticale Bolzen *B* und B_1 trägt. Der eine davon, *B*, ist vertical verschiebbar und wird durch eine Spiralfeder nach unten gedrückt. Eine unten angeschraubte kleine Stahlplatte *A* dient zum Halten dieser Mitnehmerbolzen und verhindert zu gleicher Zeit ein Drehen um ihre eigene Axe. An dem oberen Theil des Schiebers *K* ist ein Ausrückbügel *R* um den Zapfen *L* drehbar angebracht; der kleine Arm *i* desselben bewegt den Auslösebolzen *F*, welcher gegen den Sperrstift *H* drückt. Sobald durch einen Druck gegen den Punkt *k* dieses Ausrückbügels derselbe angehoben wird, wirkt der Auslösebolzen *F* gegen den Sperrstift *H* und drückt diesen zurück. Dieser Sperrstift hat einen dreifachen Zweck: Er soll den eingerückten Schieber *K* in seiner tiefsten Stellung sichern, ferner den ausgerückten Schieber *K* in dieser Stellung zurückhalten und endlich das Ausheben des Schiebers aus dem Gehäuse verhindern, indem er sich gegen die Knagge *N* legt. Der Bolzen *F* dient zum Zurückschieben des Sperrstiftes *H*, wenn der ausgerückte Schieber *K* wieder in seine tiefste Stellung gebracht, oder der Schieber ganz aus dem Gehäuse herausgehoben werden soll.

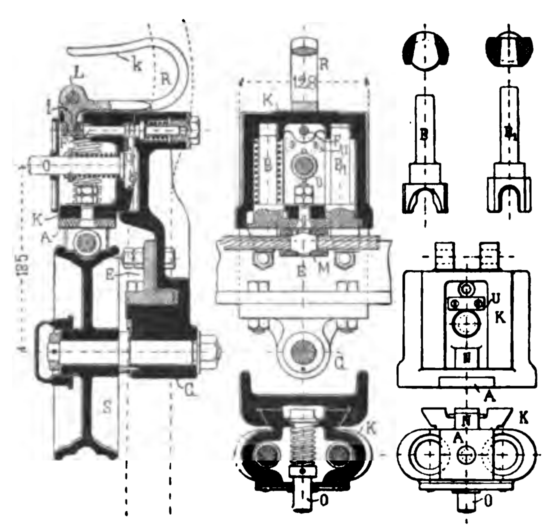


Fig. 957—965.

Das Mitnehmen resp. Kuppeln der Wagen mit dem Zugseil geschieht auf folgende Weise: Nachdem die Wagen auf das Laufseil geführt sind und man das Zugseil in die Leitrolle *S* eingelegt hat, drückt man mittelst des Bolzens *O* den Sperrstift *H* zurück und der Schieber fällt in seine tiefste Stellung. Die Mitnehmerklauen *B*, B_1 sitzen ziemlich auf dem Rand der Rolle *S* auf. Sobald nun eine der Muffen ankommt, hebt sie, indem sie sich unter die Aussparung der Mitnehmergabel *B* legt, letztere etwas in die Höhe und schlüpft darunter hinweg. Nun stösst die Muffe sofort gegen die zweite Mitnehmerklaue B_1 und der Wagen wird vom Treibseil mitgenommen (s. Fig. 27, Taf. 8). Das Entkuppeln auf der anderen Endstation geschieht dadurch, dass der Ausrückbügel *R* (*g* in Fig. 23, Taf. 8) gegen den Ausrückbügel *h* (Fig. 23) stösst. Dadurch wird der Sperrstift *H* ausgelöst und es wird der Schieber *K* bis zu einer gewissen Höhe vom Zugseil gehoben. Der Sperrstift *H*, welcher sich beim Ausheben des Schiebers durch den Ausrücker unter die Stahlplatte *U* legt, hindert das Zurückfallen des Schiebers.

Bei Gebirgsbahnen und solchen Drahtseilbahnen, welche bei sehr starkem Gefälle Materialien bergab transportiren sollen, wendet A. Bleichert eine von ihm construirte selbstthätige doppeltwirkende Bremsvorrichtung an, welche in Fig. 966—969 dargestellt ist und welche den doppelten Zweck hat, die bergab gehenden gefüllten Wagen zu bremsen und ein Zurücklaufen der bergan gehenden leeren Wagen bei einem etwa vorkommenden Riss des Treibseiles zu verhindern. Der Apparat besteht dementsprechend aus zwei besonderen Vorrichtungen: einer Vorwärtsbremse und einer Rückwärtsbremse.

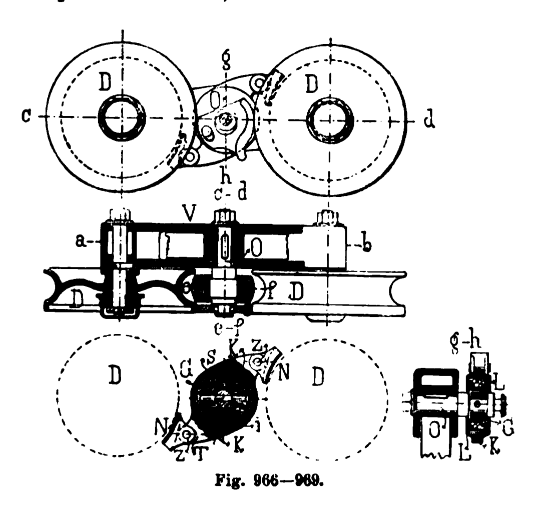


Fig. 966—969.

Die Vorwärtsbremse besteht aus einem Doppelhebel *T*, der auf dem Mittelbolzen *O* sitzt und an beiden Enden die sich in die Auskehlung der Laufräder einlegenden und um Zapfen drehbaren Bremsbacken *N* trägt. Der Doppelhebel ist centrisch ausgespart; innerhalb dieser Aussparung befinden sich einander gegenüber zwei Ansätze *K*, *K*; zwei ähnliche Ansätze hat der Mittelbolzen *O*. Die Zwischenräume zwischen den Ansätzen werden durch Gummischeiben *ss* ausgefüllt. Diese Vorwärtsbremse ist bei Montirung des Wagens so einzustellen, dass bei horizontaler Lage der Traverse die Bremsbacken *N* des Doppelhebels *T* noch in einer gewissen Entfernung vom Umfange der Laufräder abstehen; die Räder werden also bei horizontaler Bahn nicht gebremst. Sobald der Wagen auf eine geneigte Laufbahn übergeht, wird sich die Traverse der Neigung des Laufseils entsprechend schräg stellen und werden sich damit die Bremsbacken gegen die Räder legen.

Die Rückwärtsbremse besteht aus einem Doppelexcenter, welches lose und leicht beweglich auf dem Bolzen *O* zwischen den Laufrädern sitzt und einseitig mit einem Gewicht versehen ist. Das Bremsexcenter schleift bei der Vorwärtsbewegung der Wagen lose auf dem Laufrade; sobald jedoch eine Rück-

wärtsbewegung des Wagens eintreten will, klemmt sich dasselbe sofort zwischen die Bremsränder der beiden Räder fest und hemmt so die Umdrehung.

Die Wagen sind meist in der Weise angeordnet, wie die Fig. 22—23 auf Taf. 8 erkennen lassen. Auf den Laufseilen bewegt sich ein gusseisernes Räderpaar, welches mittelst einer gusseisernen Traverse *V* (s. auch Fig. 966—969) verbunden ist. In der Mitte der Traverse hängt an einem starken Bolzen ein starker schmiedeeiserner Bügel, welcher den Wagenkasten von trapezförmigem Querschnitt an zwei Zapfen in der Schwerpunktslinie fasst, sodass der Kasten leicht umgekippt und seines Inhalts entleert werden kann. Ein kleiner Bügel am oberen Ende des Gefässes dient zur Arretirung. Die Arme des Wagengehänges werden am oberen Ende durch ein ⊥-Eisen verbunden und ist in der Mitte desselben einer der in Textfig. 952—965 dargestellten Kuppelungsapparate befestigt.

Der Wagen wird in dieser Form meist zum Transport von erdigen Materialien, Kohlen, Erzen etc. verwendet und wieder, je nach den zu befördernden Gegenständen, verschieden construirt. Der in Textfig. 970—971 gezeichnete Wagen dient zum Mehl- und Getreidetransport; der obere Theil ist genau so construirt wie bei dem letztbeschriebenen Wagen. Statt der Haken zur Aufnahme des Kastens hängt jetzt ein aus Winkeleisen und Holz gebildeter Korb *w* an der Traverse *i*, welcher zur Aufnahme der Säcke dient.

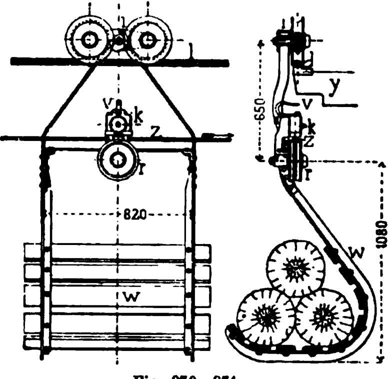


Fig. 970—971.

Das Ueberführen der Wagen von dem einen Laufseile auf das andere geschieht an den Endstationen durch sog. Weichenschienen, gebogene, entsprechend lange, auf hoher Kante stehende Schienen, auf welchen auch das Beladen und Entladen der Wagen stattfindet. Die Schienen laufen in der Richtung nach den Seilen, also an den Anschlussenden, in Zungenspitzen aus, wodurch ein sicheres Ueberführen der Wagen von den Seilen auf die Schienen und umgekehrt ermöglicht wird.

Zum Signalisiren zwischen den einzelnen Stationen dient ein elektrischer Telegraph, dessen Isolatoren auf den Unterstützungen angeschraubt sind; ebenso setzt die Muffe beim Verlassen der Seilscheibe (also vor der Einkuppelung) eine kleine Glocke in Bewegung, sodass der bedienende Arbeiter avertirt wird, den Wagen vorwärts zu schieben.

Auf Taf. 8, Bd. II, ist die von Adolf Bleichert in Leipzig nach seinem System ausgeführte Drahtseilbahn von der Grube Germania nach dem Güterbahnhof Thale am Harz dargestellt. Dieselbe dient zum Befördern von Kohlen nach dem Bahnhofe und überschreitet dabei in gerader Linie von der Beladestation ausser mehreren Wegen die Bode in einer Spannweite von ca. 70 m. Der Inhalt jedes Wagens beträgt 3 hl = 220 kg, sodass bei einer Wagenentfernung von 80 m und einer Zugseilgeschwindigkeit von $1^1/_2$ m pro Secunde in der Stunde 67 Wagen = ca. 200 hl befördert werden.

Fig. 1 zeigt das Längenprofil der Anlage und Fig. 2 die Disposition, wobei *A* die Beladestation und *B* die Entladestation am Güterbahnhof Thale ist. Die Beladestation an der Grube Germania, welche zugleich Antriebstation ist, ist in Fig. 7—10 gezeichnet. Fig. 7 ist ein Schnitt nach *lm* der Fig. 10. Die beladenen Wagen gelangen von den Füllrümpfen *P* mittelst der Weichen *O* und *R* auf das 30 mm starke Laufseil *C*, während die unbeladenen Wagen auf dem schwächeren (25 mm starken) Laufseil *M* zurückbefördert werden und bei *N* wieder auf die Weichenschienen vor die Füllrümpfe *P* gelangen. Eine kleine Dampfmaschine mit 70 Umdrehungen pro Minute dient zum Antrieb der Bahn. In Fig. 11—17 ist die Entladestation am Güterbahnhof Thale gezeichnet. Die auf dem Seil *C* ankommenden beladenen Wagen werden mittelst der Weiche *D* auf die aus Flacheisen bestehende Bahn zum Entleeren der Wagen gebracht, die über den Füllrümpfen für die Eisenbahnwagen hingeht. Sie gelangen von dort aus mittelst der Weiche *H* entweder auf das zurückkehrende Seil oder mittelst der Weiche *J* auf die über den Füllrümpfen für das Landfuhrwerk befindliche Bahn, von wo sie durch *L* wieder auf das Seil für die leeren Wagen gelangen. Die beiden Laufseile *C* und *M* werden durch zwei Gewichte *Q* von 5000 kg resp. 3500 kg in der nöthigen Spannung erhalten. Dieselben sind durch *C* und *M* mit den über Rollen gehenden Ketten C_1 und M_1 in Verbindung. Das Zugseil *Z* erhält die nöthige Spannung durch das an der Achse der Rolle von *Z* wirkende Gewicht *q* von 750 kg. Fig. 11 ist der Grundriss der Entladestation, Fig. 12 ein Schnitt nach *gh* der Fig. 11, Fig. 13 ein Schnitt nach *cd*, Fig. 14 ein Schnitt nach *ef* und Fig. 15 ein solcher nach *ab*, welcher die Füllrümpfe *G* für die Eisenbahnwagen erkennen lässt. Fig. 16 ist ein Schnitt nach *ik* und Fig. 17 eine Ansicht, um die Füllrümpfe *K* für die Landfuhrwerke zu zeigen.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Heusinger von Waldegg, Handbuch für specielle Eisenbahntechnik. V. Band. Bau und Betrieb der Secundär- und Tertiärbahnen. Leipzig, Engelmann.
Perels, Handbuch des landwirthschaftlichen Maschinenwesens. Jena, Costenoble.
Uhland, Der Practische Maschinen-Constructeur. Leipzig, Baumgärtner.
Wochenschrift } des Vereins deutscher Ingenieure. Berlin, Selbstverlag.
Zeitschrift } des Vereins deutscher Ingenieure. Berlin, Selbstverlag.

XI. Hebeapparate.

Die Hebeapparate dienen zur Förderung von Lasten in verticaler (Heben und Senken) oder in horizontaler (Verschieben, Transport) Richtung oder auch nach beiden Richtungen gleichzeitig. Sie sind sowohl für die verschiedenen Gewerbe als für die Grossindustrie unentbehrlich, sowie überhaupt für die gesammte technische Praxis von grösster Wichtigkeit und in derselben durch zahlreiche charakteristische Anordnungen vertreten. Die hier zu behandelnden Hebeapparate sind dadurch charakterisirt, dass sie zum Heben, Senken und Transport von Lasten (bis ca. 100000 kg) mit geringer Geschwindigkeit (im Max. 1,5 m) und auf verhältnissmässig geringe Strecken (Max. 80 m) Verwendung finden.

A. Hebeladen.

Die Hebelade besteht der Hauptsache nach aus einem Hebel, welcher durch allmähliches Höherrücken seines Stützpunktes die Hebung einer Last ermöglicht, wobei während der Versetzung dieses Hebelstützpunktes die Last in geeigneter Weise unterstützt wird. Bei der deutschen Hebelade sind die veränderlichen Drehpunkte des Hebels durch zwei Bolzen gebildet, welche man in geeignete Löcher zweier starken Pfosten steckt, während bei der französischen Hebelade die abwechselnden Orte der Hebeldrehpunkte durch die Einschnitte einer auf zwei gegenüberliegenden Seiten verzahnten Stange gebildet werden. Beide Constructionen führen den Nachtheil mit sich, dass sie die zu hebende Last beim Aufsteigen des Kraftangriffspunktes wieder etwas niederlassen, mithin den Nutzeffect sehr reduciren. Nur die schwedische Hebelade ist von diesem Nachtheil frei, da jede der vier Säulen, aus denen sie besteht, mit Löchern versehen ist, welche ein ununterbrochenes Emporheben des die Last tragenden Hebels gestatten. Man wendet sie deshalb häufig in zweckmässig abgeänderter Art als Zugvorrichtung für Schützen bei Schleusen u. s. w. an; der Wirkungsgrad beträgt im Mittel 96%.

B. Direct wirkende Winden.

Die direct wirkenden Winden übertragen die bewegende Kraft ohne Einschaltung von Seilen, Ketten u. s. w. auf die zu hebende Last. Eine der einfachsten derartigen Winden ist in Fig. 972 dargestellt. Bei der Drehung eines mit einer rechts- und linkswirkenden Knarre versehenen Hebels *a* schraubt sich die Schraubenspindel *b* aus der festen Mutter *c* heraus und hebt dadurch die auf das obere Klauenstück drückende Last. Fig. 973—974 zeigt eine Winde zum Heben von Locomotiven. Die verticale Schraubenspindel *c* wird durch eine Handkurbel gedreht und zwar hat man zweifache Radübersetzung, wenn man die Kurbel auf die obere *b*, dreifache, wenn man dieselbe auf die untere *a* der beiden horizontalen Wellen setzt. Dabei steigt die Mutter *d* an der Spindel empor, wird aber an der Drehung durch zwei seitliche Ansätze *e* gehindert, auf

welche sich ein Querträger mit der zu hebenden Last (Locomotive, Dampfkessel u. s. w.) aufsetzt. Natürlich werden diese Winden immer nur paarweise verwendet. Die doppelte resp. dreifache Räderübersetzung durch cylindrische und konische Räder ist gewählt, um durch Verlangsamung der Bewegung die erforderliche Kraftsteigerung zu bewirken.



Fig. 972.

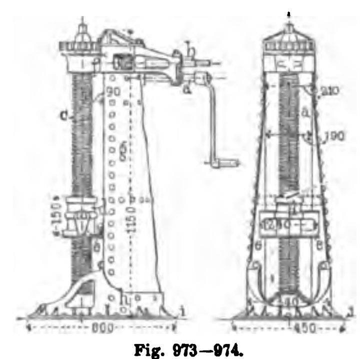


Fig. 973—974.

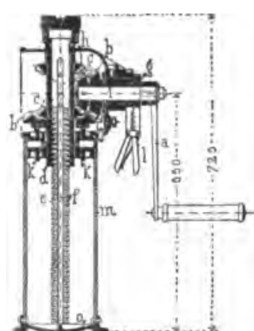


Fig. 975.

Bei der von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden gebauten Differential-Schraubenwinde, Fig. 975, wird die drehende Bewegung der Kurbel *a* durch zwei konische Räderpaare $b\,b_1$ und $c\,c_1$ sowohl auf die Schraubenmutter *d* als auch auf die Schraubenspindel *e* übertragen, indem letztere zu diesem Zwecke ihrer ganzen Länge nach mit einer Nuth *f* versehen ist, in welche ein Vorsprung in der Bohrung des auf ihr sitzenden Kegelrades eingreift. Je nach dem Uebersetzungsverhältniss der konischen Räderpaare wird hierbei die Spindel mit grösserer oder geringerer Geschwindigkeit umgedreht als die Mutter. Um für das Senken der Last einen schnelleren Rückgang zu ermöglichen, ist ausserdem die Einrichtung getroffen, dass die Kurbelachse in einer excentrisch ausgebohrten drehbaren Büchse *g* gelagert ist, welche bei einer Drehung um 180° eine Erhebung der Kurbelwelle um soviel bewirkt, dass der Eingriff zwischen den Räderpaaren $b\,b_1$ und $c\,c_1$ aufhört und die Spindel allein durch ein anderes, oben liegendes, zum Eingriff kommendes konisches Räderpaar *c h* umgedreht wird, wie bei einer gewöhnlichen Schraubenwinde. Ausserdem ist durch diese Einrichtung die Möglichkeit geboten, kleinere Lasten schneller zu heben. Das Güteverhältniss dieser einfachen und sehr compendiösen Maschine beträgt nur 25 bis 30%, indem 75 bis 70% durch Reibung verloren gehen.

Die Zahnstangenwinden dienen zum Heben von Lasten auf kleinere Höhen, besonders zum Heben von Wagen, weshalb man sie auch Wagenwinden nennt. Der Windenstock ist aus Holz oder Gusseisen, die Zahnstange aus Schmiedeeisen oder weichem Stahl, mit Klaue und meist auch mit Pratze versehen. Das Güteverhältniss ist von der Zahnreibung wesentlich beeinflusst und beträgt gewöhnlich nur $^1/_2$ bis $^1/_6$. Trotzdem sind diese Winden wegen der gedrängten, vortheilhaften Anordnung in der Praxis sehr beliebt.

Die hydraulischen Winden werden in neuerer Zeit wegen ihres höheren Wirkungsgrades vielfach den bisher behandelten Winden vorgezogen. Sie beruhen auf dem Princip der hydraulischen Presse und zeichnen sich namentlich durch Einfachheit und Leichtigkeit ihrer Handhabung aus. Von den verschiedenen Anordnungen hydraulischer Winden sei hier zunächst die gebräuchlichste von Tangye angeführt, Fig. 976. Auf dem cylindrischen Ständer *A* ist die ausgebohrte Röhre *B*, durch eine Manschette *s* gedichtet, vertical verschiebbar, wobei ein in *B* eingesetztes, in einer Nuth des Ständers *A* sich führendes Keilstück eine etwaige Drehung des Cylinders verhindert. *D* ist das durch die Schraube *j* zu füllende Reservoir für die Flüssigkeit, welche durch das Ventil *f* angesaugt und durch das Druckventil *e* in den Raum zwischen Kolben und Cylinder gepresst wird. Zum Heben der Last wird der Hebel *L* in seine tiefste Lage gebracht, wobei sich das Druckventil *e* öffnet und die durchströmende Flüssigkeit den Cylinder *B* emporhebt. Oeffnet man die Ventilschraube *i*, so tritt die Flüssigkeit in das Reservoir zurück und die Winde geht herab. Zur Füllung der Winde eignet sich am besten eine Mischung von Wasser und feinem Oel, auch wohl Spiritus und Wasser oder Petroleum. Die Winde ist zugleich als Stock- und Pratzenwinde eingerichtet, das Constructionsmaterial für das Reservoir und den Windenstock ist Gusstahl.

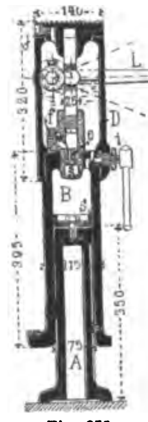




Fig. 976.

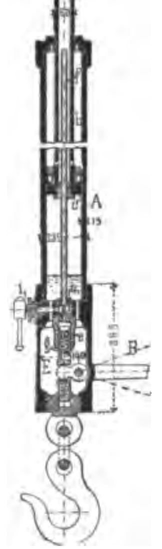


Fig. 977.

Die in Fig. 976 dargestellte hydraulische Winde ist vorzugsweise bestimmt, die zum Heben der Werkstücke üblichen Krahne zu ersetzen. *A* ist ein Cylinder von Messing, welcher sich über einen mit einer

Lederklappe gedichteten Kolben c bewegt. Die Kolbenstange b ist durchbohrt; in dieselbe reicht ein Kupferrohr f hinein, welches an der Pumpe luftdicht verschraubt ist. Die Pumpe und der Kolben g sind aus Rothguss. Das Saugventil e befindet sich im Kolben, das Druckventil e_1 dagegen in der Pumpe. Die Bewegung des Kolbens g geschieht wie bei der vorhergehenden Winde durch einen Hebel B. Die Flüssigkeit wird durch das Kupferrohr f in die Kolbenstange b gepumpt, in welcher dicht über dem Kolben c ein Canal sich befindet, durch welchen die Flüssigkeit über den Kolben gelangt. i ist die Ventilschraube, durch deren Oeffnung die Flüssigkeit wieder in den Raum E tritt und das Sinken des Aufzuges bewirkt.

C. Rollen und Flaschenzüge.

Die bisher besprochenen Hebevorrichtungen eignen sich ihrer Natur nach nur für geringe Hubhöhen. Für grössere Hebungen bedient man sich allgemein der Seile oder Ketten, welche sich um Rollen oder Trommeln wickeln. Der einfachste Repräsentant dieser Maschinengruppe ist die feste Rolle oder Leitrolle, Fig. 978, bei welcher die theoretische Kraft P gleich der Last Q ist. Gewöhnlich findet sie sich in Verbindung mit der losen Rolle, Fig. 979, bei welcher unter Voraussetzung des Parallelismus der Stränge $P = \frac{Q}{2}$ ist. Beide Rollen werden zu sogenannten Flaschenzügen vereinigt und bilden dann äusserst brauchbare, practische Maschinen zur Verticalbeförderung von Lasten in Werkstätten und auf Bauplätzen.

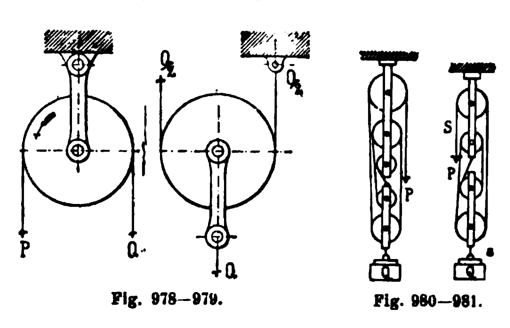


Fig. 978—979. Fig. 980—981.

Enthält die Zugflasche eine Rolle weniger als die feste (Fig. 980), so ist $Q = (2n + 1)P$, also $P = \frac{Q}{2n + 1}$. Dabei bedeutet n die Anzahl Rollen einer Flasche, P die Kraft und Q die Last. Ist die Rollenzahl in beiden Flaschen gleich (Fig. 981), so ist $Q = 2nP$, also $P = \frac{Q}{2n}$. Diese Werthe werden jedoch durch die passiven Widerstände der Maschine (Achsenreibung, Steifheit der Seile oder Ketten) wesentlich reducirt, sodass man den Wirkungsgrad der Flaschenzüge nur zu 0,8 bis 0,65 annehmen kann.

Um die beträchtliche Länge der Flaschen zu reduciren, werden die Rollen jetzt nicht mehr in verschiedener Grösse übereinander, sondern mit gleichem Durchmesser nebeneinander angeordnet. Eine derartige Flasche für einen 6rolligen Seil-Flaschenzug zeigt Fig. 470, Bd. I, S. 77. Für grosse Seilstärken ist der geringere Wirkungsgrad der Seilflaschenzüge allerdings ein Uebelstand, doch gewähren Seile im allgemeinen mehr Bruchsicherheit als Ketten. Die zulässige Belastung für Flaschenzugseile beträgt 1 kg pro qmm. Die Rollen sollen bei losen Seilen einen Radius von 3—4 D, bei festen einen solchen von 6—8 D erhalten, wobei D die Seildicke bezeichnet.

Ueber die Berechnung und Construction von Ketten, Kettenrollen, Kettenhaken u. s. w. siehe Bd. I, S. 73 ff.

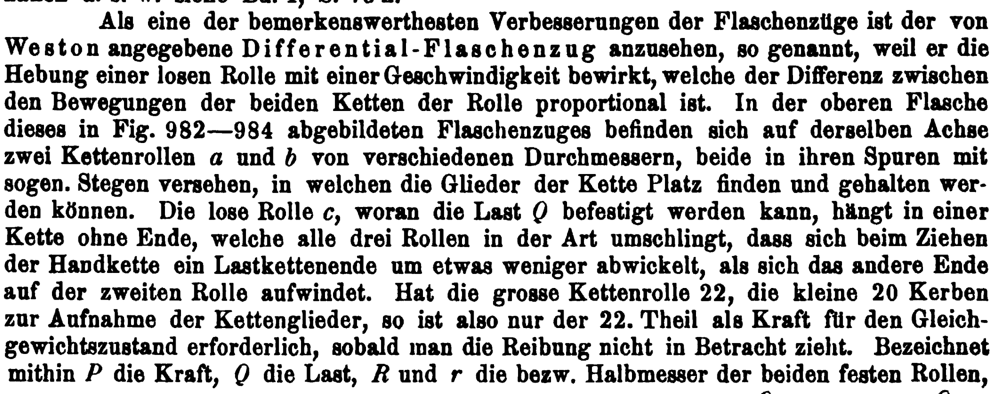


Fig. 982—984.

Als eine der bemerkenswerthesten Verbesserungen der Flaschenzüge ist der von Weston angegebene Differential-Flaschenzug anzusehen, so genannt, weil er die Hebung einer losen Rolle mit einer Geschwindigkeit bewirkt, welche der Differenz zwischen den Bewegungen der beiden Ketten der Rolle proportional ist. In der oberen Flasche dieses in Fig. 982—984 abgebildeten Flaschenzuges befinden sich auf derselben Achse zwei Kettenrollen a und b von verschiedenen Durchmessern, beide in ihren Spuren mit sogen. Stegen versehen, in welchen die Glieder der Kette Platz finden und gehalten werden können. Die lose Rolle c, woran die Last Q befestigt werden kann, hängt in einer Kette ohne Ende, welche alle drei Rollen in der Art umschlingt, dass sich beim Ziehen der Handkette ein Lastkettenende um etwas weniger abwickelt, als sich das andere Ende auf der zweiten Rolle aufwindet. Hat die grosse Kettenrolle 22, die kleine 20 Kerben zur Aufnahme der Kettenglieder, so ist also nur der 22. Theil als Kraft für den Gleichgewichtszustand erforderlich, sobald man die Reibung nicht in Betracht zieht. Bezeichnet mithin P die Kraft, Q die Last, R und r die bezw. Halbmesser der beiden festen Rollen, s den von der Last und S den von der Handkette zurückgelegten Weg, so ist $\frac{Q}{2} R = PR + \frac{Q}{2} r$; $P = \frac{R - r}{2R} Q$; $Q = \frac{2R}{R - r} P$. Weg $s = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{r}{R}\right) S$.

Infolge der geringen für den Gleichgewichtszustand nöthigen Kraft verbleibt die Last, sobald man die Handkette loslässt, in ihrer Stellung, sodass man das Aufziehen oder Niederlassen jederzeit unterbrechen kann. Seile würden allerdings auf den Rollen rutschen und können deshalb nicht verwendet werden, auch ist der Wirkungsgrad sehr gering. Trotzdem wird der Differential-Flaschenzug zu zeitweiligen Hebungen bei Montirungsarbeiten und in Maschinenwerkstätten wegen seiner Fähigkeit der Selbsthemmung gern benutzt.

Ein eigenthümlicher Flaschenzug ist in Fig. 985—986 dargestellt. Die Last Q hängt an dem Haken i einer losen Rolle h, deren Kette mit dem einen Ende an der oberen Flasche befestigt ist, während das andere Ende über die wie beim Differential-Flaschenzug mit Einkerbungen versehene Rolle g geführt und bei b durch einen Haken an die Kette k angeschlossen ist; der Ring m dient zur Führung der Kette. Die Bewegung der oberen Rolle g wird durch ein an derselben befestigtes Schneckenrad f bewirkt, welches durch eine Schraube ohne Ende d gedreht wird, die ihren Antrieb durch die über die Rolle e gelegte Triebkette l empfängt. Wegen des Schneckengetriebes gehört diese Vorrichtung ebenfalls zu den selbsthemmenden, sodass man das Senken der Last durch Anzug des betreffenden Stranges der Triebkette l zu bewirken hat. Für grössere Lasten kann man die Rollen vermehren. Infolge der Anwendung des Schneckengetriebes ist der Wirkungsgrad auch bei diesem Flaschenzug nur gering.

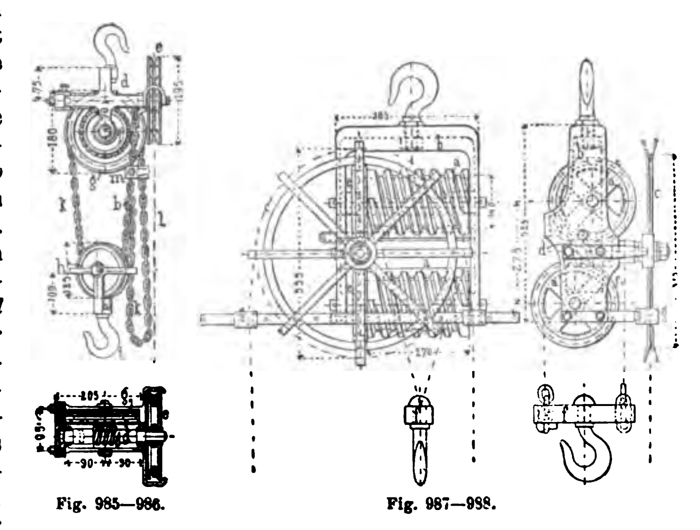


Fig. 985—986. Fig. 987—988.

Der archimedische Flaschenzug von Collet & Engelhard in Offenbach (Fig. 987—988) gehört schon zu den Hebevorrichtungen mit Windetrommeln. Diese Trommeln $a a$, welche in einem Rahmen b mit Aufhängehaken vertical übereinander gelagert sind, erhalten ihren Antrieb wiederum durch eine mittelst Handkette und Kettenrad c bewegte Schnecke d, sodass sich die Schneckenräder e und e_1 der Kettentrommeln gleichzeitig und gleichmässig in entgegengesetzten Richtungen bewegen. Dadurch wickeln sich die an entgegengesetzten Enden der Kettentrommeln befestigten Lastketten gleichmässig von rechts nach links und von links nach rechts auf und ab. Ueber den Wirkungsgrad dieser Hebevorrichtung gilt dasselbe wie vorher.

D. Indirect wirkende Winden.

Zum Heben von Lasten auf grössere Höhen reichen die bisher besprochenen Hebeapparate nicht aus; man muss dann indirect wirkende Winden verwenden, welche die bewegende Kraft durch Einschaltung von Seilen, Ketten und Rollen auf verhältnissmässig grosse Entfernungen übertragen. Man pflegt die indirect wirkenden Winden mit Trommeln zu versehen, auf welche das Seil oder die Kette sich in schraubenförmigen Windungen aufwickelt. Die einfachste derartige Maschine ist der Kreuzhaspel, welcher aus einer auf zwei Ständern gelagerten, durch eine oder zwei Kurbeln drehbaren Trommel besteht, auf welche das die Last tragende Seil sich aufwickelt. Da hierbei das Drehmoment der Last immer grösser wird, je mehr sich das Seil abgewickelt hat, so macht man zweckmässig die Trommel konisch, sodass dann die aufzuwendende Arbeit immer dieselbe bleibt. Naturgemäss eignet sich der Kreuzhaspel nur für untergeordnete Zwecke, zum Fördern grösserer Lasten bedient man sich jetzt allgemein der Winden mit Zahnradvorgelege. Für Förderlasten von 1000—1500 kg wählt man gewöhnlich Winden mit einem Vorgelege, für Lasten von 2000—10000 kg solche mit zwei Vorgelegen. Bei grösseren Lasten wendet man noch einen Flaschenzug an. Nur ausnahmsweise für die grössten Lasten baut man auch Winden mit drei Vorgelegen.

Fig. 989—990 zeigt eine Winde mit doppeltem Vorgelege. Bezeichnen r_1, r_2, r_3 und r_4 die Radien der Zahnräder, $P\mathfrak{r}$ das Moment an der Kurbel, ϱ den Trommelradius $+ \frac{1}{2}$ Seildicke und Q die auf die Höhe h zu windende Last, so ist $P\mathfrak{r} = Q\varrho \frac{r_1}{r_2}\frac{r_3}{r_4}$ und $Qh = Pv = Qv\frac{\varrho}{\mathfrak{r}}\frac{r_1}{r_2}\frac{r_3}{r_4}$, wenn v die Geschwindigkeit ist, mit der die Kurbel gedreht wird. $h = \frac{\varrho}{\mathfrak{r}} v \frac{r_1}{r_2}\frac{r_3}{r_4} = \frac{\pi}{30} n \varrho \frac{r_1}{r_2}\frac{r_3}{r_4}$. Man nimmt für P gewöhnlich 16 kg für einen Arbeiter an und führt statt Q den um 10% vergrösserten Werth 1,1 Q wegen der Reibungs-

verluste in Rechnung. Ist eine Winde für den Betrieb durch mehrere Arbeiter mit zwei Kurbeln versehen, so verstellt man dieselben gewöhnlich um 120°, um die Kraftäusserungen auszugleichen.

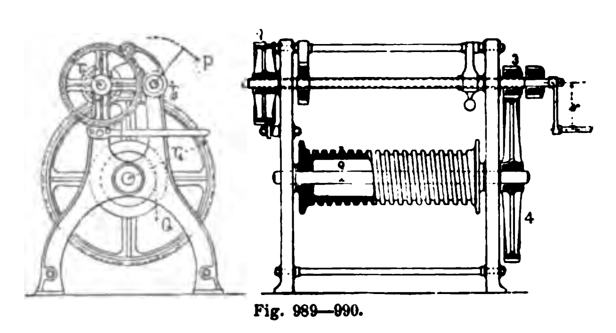


Fig. 989—990.

Die Windetrommeln für Seile werden als glatte Cylinder gebildet, während man Kettentrommeln mit einer schraubenförmigen Nuth versieht. Wenn irgend möglich, soll man die Trommel so lang machen, dass die aufzuwickelnde Länge des Seiles oder der Kette nur eine einzige Schicht von Windungen bildet. Um bei kleineren Lasten einen schnelleren Gang zu erzielen, ist gewöhnlich die Einrichtung getroffen, dass man durch axiale Verschiebung der Kurbelwelle die Räder 1 und 2 (Fig. 989—990) ausser Eingriff bringt und nur mit einem Vorgelege arbeitet, welches also gleich in das Rad 4 eingreift. Die Verschiebung wird durch die in der Figur angedeutete Falle gesichert. Ein (in Fig. 990 ebenfalls angedeutetes) Sperrad hindert ein unbeabsichtigtes Sinken der Last. Der Sicherheit halber ist meist auch noch eine Bremsvorrichtung angebracht, welche aus einer Scheibe mit umgelegtem Bremsband besteht, dessen Anzug durch einen Bremshebel bewirkt wird. Zweckmässig setzt man die Bremsscheibe auf die Vorgelegwelle. Häufig sind behufs leichteren Transportes an der Winde Rollen angebracht.

Tabelle über die Hauptdimensionen von Bauwinden.

	Zu hebende Last in kg mit Flaschenzug	Zu hebende Last in kg ohne Flaschenzug	Windtrommel Durchmesser mm	Windtrommel Länge mm	Kettenstärke mm	Wellenstärke in mm Erste Vorgelegwelle	Wellenstärke in mm Zweite Vorgelegwelle	Wellenstärke in mm Trommelwelle	Räderdurchmesser in mm
Ein Vorgelege	1000	450	120	390	6,5	30	—	50	Getriebe 90—120 Rad 500—800
	1500	600	120	390	8	35	—	55	
	2000	750	120	420	10	40	—	60	
	3000	1100	130	460	11,5	40	—	60	
Zwei Vorgelege	2000	750	120	420	10,5	40	50	70	Erstes Vorgelege: Getriebe 110—120 Rad 300—520 Zweites Vorgelege: Getriebe 110—150 Rad 750—900
	3000	1100	130	460	11,5	40	50	70	
	4000	1500	150	520	13	40	55	75	
	6000	2200	200	560	15	45	60	80	
	8000	3000	240	600	18	45	60	80	

Fig. 991—995 stellt eine Winde mit doppeltem Vorgelege und selbstthätig regulirbarer Bremse von L. Sautter, Lemonnier & Co. in Paris dar. Dieselbe kann entweder mittelst Dampfkraft betrieben werden, indem der auf *C* drehbare Theil *H* als Riemenscheibe dient, welche die Kraft direct von dem mit *C* verbundenen Getriebe *J* durch die Zahnräder und die Welle *K* auf die Trommel überträgt; oder mit Hand, wo dann die Bewegung durch die Kurbeln und Kurbelwelle *B* auf *F*, von hier in der Pfeilrichtung *a* auf *C*, mittelst der Knagge *T* weiter auf den mit ihm verbundenen Federring *R* und durch die starke Reibung zwischen *R* und *H* schliesslich auf *H* geleitet wird, von wo sie wie bei Dampfbetrieb auf die Trommelwelle übergeht. Eine an der Trommel hängende Last sucht *C* entgegen der erwähnten Pfeilrichtung zu drehen, was durch die Sperrklinke *E* verhindert wird. Durch die Reibung zwischen *R* und *H* wird auch das Getriebe *J* und somit die ganze Winde zum Stillstand gebracht. Um die Last herabzulassen, wird die Kurbel um einen kleinen Winkel in der Pfeilrichtung *n* gedreht, hierdurch die Kette *q* angezogen und die Reibung zwischen *R* und *H* beseitigt. Dabei rotirt die mit *H* verschraubte Scheibe *O*, sowie das damit verbundene Zellenwerk, in welchem Gusstücke *S*, von den Zellenwänden und den Daumen *P* getrieben, an der Rotation theilnehmen und durch die Centrifugalkraft nach aussen gegen den Ring r_1, dieser wieder gegen den festen Kranz *G* gedrängt werden. Auf diese Weise wird eine Bremswirkung erzielt, welche mit dem Quadrat der Rotationsgeschwindigkeit wächst. Durch Loslassen der Kurbel wird die Reibung zwischen *R* und *H* allmählich wieder hergestellt und somit auch der Stillstand der Winde.

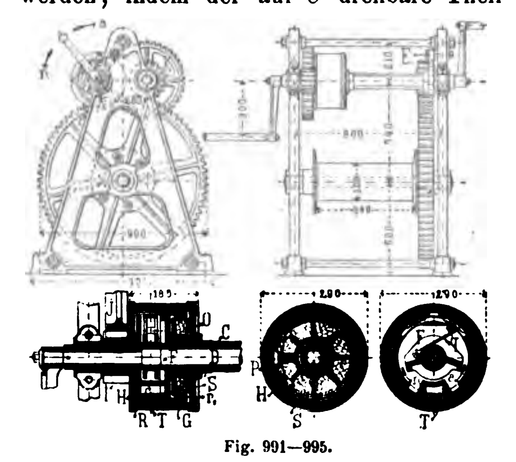
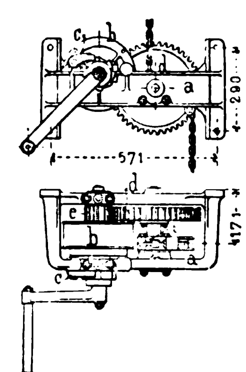
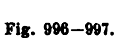


Fig. 991—995.

Diese von Stauffer erfundene Sicherheitsvorrichtung wird in den mannigfachsten Modificationen neuerdings vielfach angewendet. So zeigen Fig. 996—997 eine ebenfalls von Sautter, Lemonnier & Co. ausgeführte Stauffer'sche Sicherheitswinde, welche an die Wand geschraubt wird. Die Trommel ist dabei durch eine sog. Kettennuss ersetzt, welche den Vortheil einer bedeutenden Uebersetzung gewährt.

Dampfwinden werden angewendet, wenn die Hebungen während längerer Perioden unausgesetzt aufeinander folgen und grössere Quantitäten gehoben werden sollen. Der Motor dieser auch Dampfkabel genannten Arbeitsmaschinen ist gewöhnlich eine Zwillingsdampfmaschine von drei bis vier Pferdekraft, ohne Condensation und meist auch ohne Expansion, aber immer mit Umsteuerung.




Fig. 996—997.

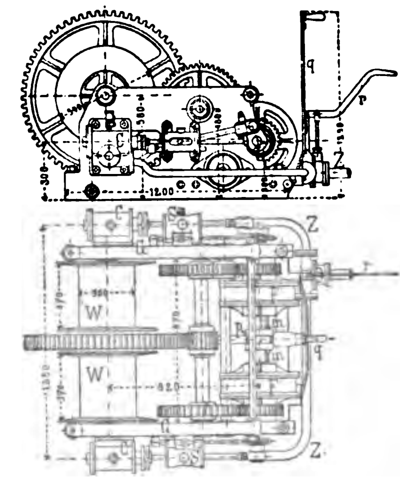


Fig. 998—999.

Fig. 998—999 stellen eine Dampfwinde nach dem System von Mégy, Echeverria & Bazan in Paris dar, welche statt mit Dampf auch mit comprimirter Luft arbeiten kann. Die Cylinder *C* sind zu beiden Seiten der Windenschilder *G* angebracht, der Dampf oder die Luft tritt durch das Rohr *z* in dieselben ein. Der Dampfabschluss wird durch ein mit dem Hebel *r* in Verbindung stehendes Ventil bewirkt. Zur Drehung der Trommeln *W* nach rechts und nach links wirkt der Hebel *q* auf einen ähnlich wie in Fig. 991—995 construirten Mechanismus *FF*. *i* ist die Kurbelwelle, auf welcher die durch den Hebel *q* verschiebbare Muffe *p* sitzt. Diese steht durch Ketten *mm* mit den Stauffer'schen Sicherheitsbremsen *FF* in Verbindung, welche wie oben beim Aufwärtswinden der Last als Kuppelung, beim Abwärtswinden als Bremse wirken. Man hebt durch die Winde 500 kg mit einer Geschwindigkeit von 0,45 m in der Secunde.

Die in Fig. 1000 gezeichnete Dampfwinde von Corradi in Marseille wird durch eine Zwillingsdampfmaschine mit oscillirenden Cylindern betrieben. Die Vertheilung des Dampfes geschieht durch die schwingenden Zapfen *h* der Cylinder *C*, die Umsteuerung durch einen geeigneten Vertheilungsschieber *v*. Die auf den Enden der Trommelwelle *a* sitzenden konoidischen Köpfe *m* können ebenfalls als Trommeln dienen für Seile, welche ohne weitere Befestigung nur durch Reibung mitgenommen werden. Die Maschine macht 100 Touren pro Minute und hebt eine Last von 1800 kg mit einer Geschwindigkeit von 0,12 m.

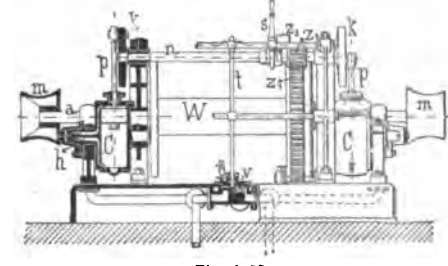


Fig. 1000.

Fig. 1002—1003 zeigen die Anordnung einer Dampfwinde von Williamson Brothers in Philadelphia, welche durch eine eincylindrige liegende Dampfmaschine *M* betrieben wird. Auf der Schwungradwelle *n* ist ein Frictionsgetriebe *c* befestigt, das mit einem grösseren Frictionskeilrad *d* durch den Hebel *a* in Eingriff gebracht werden kann. Durch einen kleinen Handhebel *b* wird die Drosselklappe der Dampfleitung verstellt und so die Dampfspannung regulirt. Die Keilräder functioniren zugleich als Bremse, indem der Hebel *a* so gestellt wird, dass die Keilräder nur mit geringer Pressung aneinander gedrückt werden, sodass die auftretende Reibung das Herabsinken der Last zulässt. Kleinere Dampfwinden erhalten nur eine, grössere (Fig. 1002—1003) zwei oder mehr Windetrommeln *w*. Die Anwendung der Keilräder hat sich durchaus bewährt; der Gang derselben ist vollkommen geräuschlos, sowie die Aus- und Einrückung stossfrei und in einfach sicherer Weise möglich.

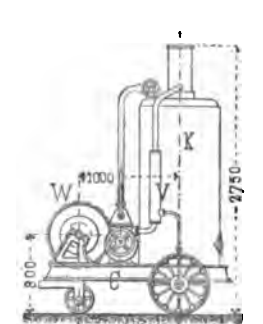


Fig. 1001.

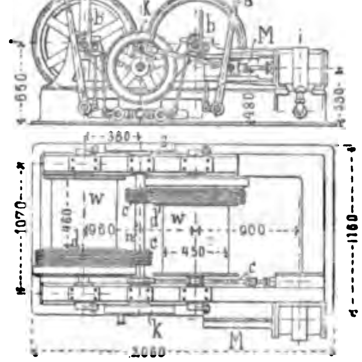


Fig. 1002—1003.

Die Firma Lidgerwood Manufacturing Co. in New-York baut ihre Dampfwinden fast ausschliesslich mit rotirenden Antriebsmaschinen, eine Construction, die sich vorzüglich bewährt hat und den Vortheil eines ruhigen Ganges, sowie der Abgeschlossenheit aller beweglichen Theile und einfacher Handhabung bietet. Fig. 1001 zeigt eine Lidgerwood'sche Dampfwinde, welche zugleich transportabel

eingerichtet ist. Kessel *K* und Dampfmaschine sind gemeinschaftlich auf einem Wagen *C* gelagert, die Wagenplatte ist hohl und dient zur Hälfte als Wasserreservoir, zur Hälfte als Aschenkasten. Der Dampfkessel ist ausser der gewöhnlichen Armatur noch mit einem Vorwärmer *V*, durch den der Auspuffdampf streicht, versehen. Grössere Dampfwinden dieser Construction werden auch selbsttransportabel eingerichtet.

E. Aufzüge.

Die Aufzüge dienen zur Vertical-Beförderung von Lasten und Personen in Waarenhäusern, Magazinen, Wohnräumen, öffentlichen Gebäuden u. s. w. Für geringere Förderlasten benutzt man Handaufzüge, bei disponibler Transmission auch wohl Transmissionsaufzüge mit constant laufender Antriebsmaschine. Zur Erzielung grösserer Leistungen bei höheren Fördergeschwindigkeiten dienen Dampfaufzüge, die besonders in Amerika in ausgedehntestem Maasse Verwendung finden. Endlich kommen noch hydraulische und pneumatische Aufzüge zur Ausführung, von denen die ersteren wegen des ausserordentlich bequemen und einfachen Betriebes neuerdings sehr beliebt sind. Die Hauptheile eines Aufzuges sind: der Motor, ferner die Transmission zwischen diesem und dem zur directen Aufnahme der Förderlast bestimmten Theil der Anlage, der Fahrstuhl und dessen Führung, endlich die Sicherheitsvorrichtungen und die zur Einleitung, Abstellung und Regulirung der Bewegung der Förderlast dienenden Einrichtungen.

1. Handaufzüge.

Handaufzüge werden gewöhnlich durch ein Seil ohne Ende, das über eine oder zwei Rollen läuft, oder durch eine der oben beschriebenen Bockwinden in Bewegung gesetzt. Sie dienen ausschliesslich zur Beförderung von Waaren. Ein einfacher Handaufzug ist in Fig. 1004 abgebildet. Eine Spurscheibe *A* lässt sich mittelst eines Seiles *S* beliebig nach rechts oder links umdrehen, wobei sich das mehrmals um die Welle *b* dieser Scheibe gelegte Seil, welches die Last *Q* trägt, auf der einen Seite auf-, auf der anderen abwickelt. Ist diese Last hoch genug gehoben, so kann man an das freie Ende des Seiles eine neue hängen und dieselbe durch Drehen der Scheibe in umgekehrter Richtung zum Steigen bringen. Fig. 1006 zeigt einen Speisenaufzug. Die Speisen werden in den zu hebenden Kasten *k*, welcher durch ein Gegengewicht *g* ausbalancirt ist, hineingestellt und durch Anzug des Seiles *s* mit der Hand von unten nach oben oder in entgegengesetzter Richtung befördert. Beim Schlaffwerden des Seiles erfolgt die Anspannung desselben dadurch, dass man die untere Seilscheibe *u* tiefer setzt. In Fig. 1005 ist ein durch eine Winde mit doppeltem Vorgelege *W* betriebener Baumaterialien-Aufzug dargestellt.



Fig. 1004. Fig. 1005. Fig. 1006.

2. Transmissionsaufzüge.

Transmissionsaufzüge erfordern eine stetig laufende Transmissionswelle, von welcher die Kraft zum Betriebe der Bewegungsmechanismen des Aufzuges abgeleitet wird. Sie werden für Personen- und Lastenbeförderung ausgeführt und bieten bei möglichster Einfachheit der Anlage eine grosse Betriebssicherheit. Für alle Aufzüge mit Kraftbetrieb nimmt man gewöhnlich für den Aufgang die Geschwindigkeit zu $v = 0{,}3—0{,}5$ m, für den Niedergang zu $v = 0{,}5—0{,}7$ m an. Dann ist für die Seilscheibe vom Radius r die Tourenzahl $n = \frac{v\,60}{2\,r\,\pi}$, wonach sich die Uebersetzung (Schneckenrad oder Zahnräder) bestimmt. Die Betriebshindernisse werden zu $\frac{1}{4}$ der Last angenommen und dann ist die Leistung $N_n = \frac{L\,v\,(1 + \frac{1}{4})}{75}$.

Fig. 1007 veranschaulicht einen besonders in Mühlen und Brauereien vielfach angewendeten Aufzug. Die auf zwei gusseisernen Ständern *G* gelagerte, auf der Trommelwelle sitzende Riemenscheibe *A* dient zugleich als Bremsscheibe und wird von der unteren Transmissionsscheibe *B* durch einen schlaff aufgelegten Riemen *r* bewegt. Zieht man an dem Seil *e* beim Fahrstuhl, so wird mittelst verschiedener Hebel der Antriebsriemen durch die Spannrolle *g*, welche bisher durch ein Gewicht vom Riemen entfernt war, gespannt.

Dadurch wird die Bremsscheibe und somit auch die Trommel *W* angetrieben und der Fahrstuhl *K* geht in die Höhe. Beim Loslassen des Seiles wird der Bremshebel *m* durch das Excenter *f* gehoben und dadurch der Bremsklotz *n* gegen die Bremsscheibe angepresst, sodass der ganze Mechanismus stillsteht, da auch die Spannrolle den Riemen gleichzeitig verlässt. Wird dagegen das Seil nur wenig angezogen, sodass die Reibung zwischen Klotz und Bremsscheibe etwas geringer wird als das Gewicht des Fahrstuhles, so gleitet dieser nach unten. Der Aufzug hat sich in seinen vielfachen Ausführungen stets sehr gut bewährt.

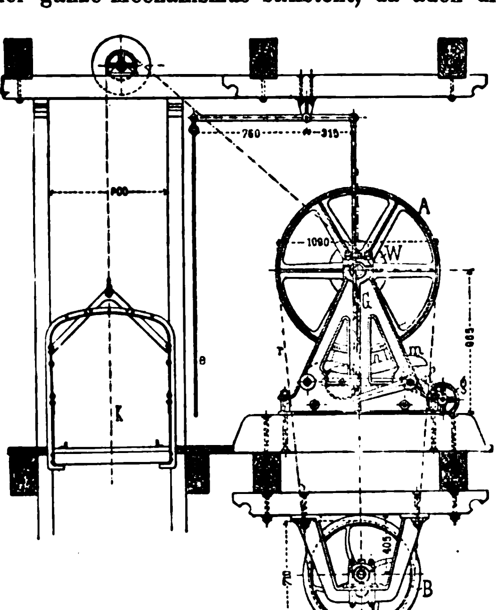


Fig. 1007.

Ein ebenfalls häufig vorkommender Lasten-Aufzug ist in Fig. 1008—1010 dargestellt. Der Fahrstuhl ist an drei Seilen befestigt, welche die Scheiben *a*, *b* und *c* passiren und an den freien Enden Gegengewichte *g* tragen. Der Antrieb erfolgt durch Riemenscheiben $r_1 r_1$, welche eine Schraube ohne Ende in Bewegung setzen und so die Scheiben *a* und *b* in einander entgegengesetzter Richtung drehen. Jedes der drei Seile ist für sich stark genug, den Fahrstuhl zu tragen, sodass bei etwaigem Reissen des einen die beiden anderen genügende Sicherheit bieten.

Einen sehr practischen Aufzug von Mégy, Echeverria & Bazan in Paris zeigt Fig. 1011—1012. Man hat hier die von dieser Firma vorzugsweise verfertigte Stauffer'sche Sicherheitsvorrichtung in sehr sinnreicher und wirksamer Weise zur Anwendung gebracht. Der Fahrstuhl *E* hängt an über je zwei Rollen geleiteten Seilen *s*, von denen das eine mit der Winde *W* in Verbindung steht, während das andere ein Gegengewicht *D* trägt. Der Antrieb der Winde erfolgt von der Haupt-Transmissionswelle *C* aus in der Art, dass der gekreuzte Riemen *k* für den Aufgang, der offene *l* für den Niedergang des Fahrstuhls in Function tritt. Die Umschaltung des Riemens geschieht durch einen der Ausrückhebel *c c*, welche durch Rollen mit dem Steuerseil in Verbindung stehen. Die Maximalbelastung und die Maximalgeschwindigkeit des Aufzuges kann nicht überschritten werden, da für beide Fälle die Windetrommel vermöge der oben beschriebenen Einrichtung stehen bleibt.

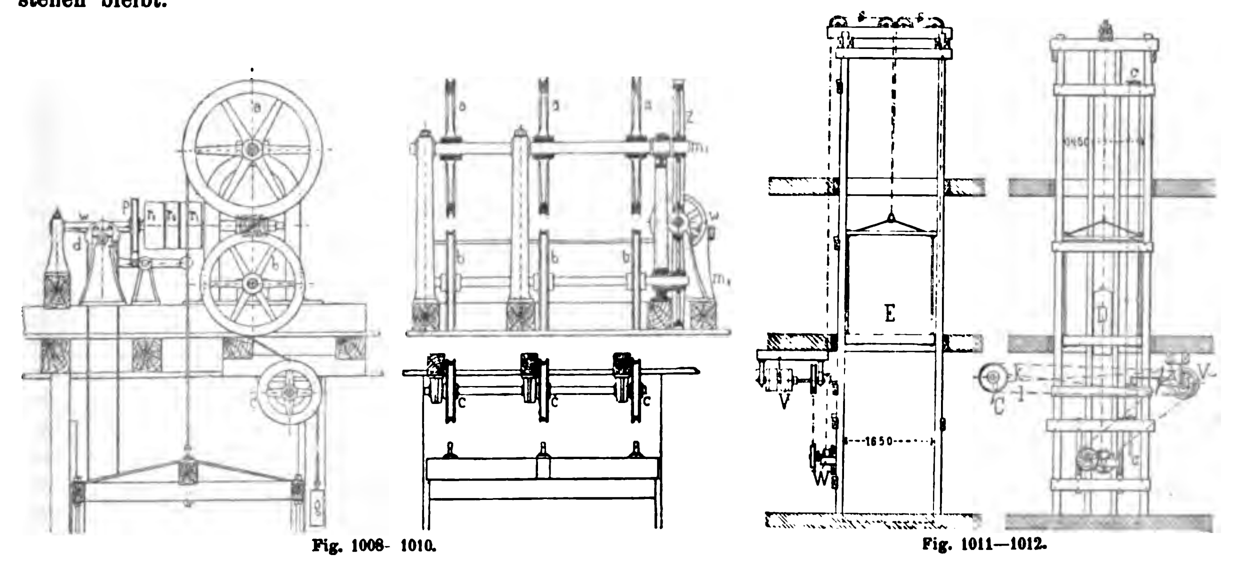


Fig. 1008- 1010. Fig. 1011—1012.

Der in Fig. 1013 dargestellte Aufzug von Otis Brothers in New-York wird von der Transmission aus ebenfalls durch offene und gekreuzte Riemen angetrieben, sodass die Antriebsscheibe abwechselnd nach der einen oder anderen Richtung gedreht wird. Diese Drehbewegung wird durch eine Schraube ohne Ende auf die Windetrommel *t* übertragen, welche durch ein über die Rolle *f* geleitetes Seil mit dem Fahrstuhl in Verbindung steht. Durch Ziehen an dem durch alle Stockwerke des Gebäudes hindurchlaufenden Steuerseil *s* wird der Riemenführer und damit der offene oder gekreuzte Riemen nach Belieben auf die feste oder

lose Riemenscheibe geschoben, somit also der Aufzug nach beiden Richtungen hin in Gang gesetzt. Knoten am Steuerseil dienen zur selbstthätigen Abstellung des Aufzuges an den Grenzen der Förderhöhe des Fahrstuhls. Zum sofortigen Abstellen dient eine auf die feste Riemenscheibe wirkende Backenbremse. Wenn das Förderseil reisst oder lose wird, klemmen sich am Fahrstuhl angebrachte Fangarme in die verzahnten Stangen z, welche zugleich dem Fahrstuhl als Führungen dienen.

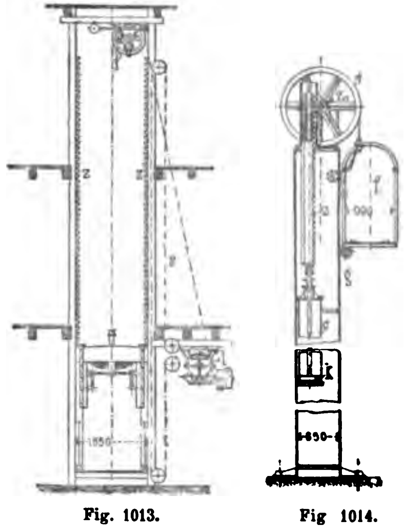


Fig. 1013. Fig 1014.

3. Dampfaufzüge.

Dampfaufzüge unterscheiden sich von den vorher beschriebenen Transmissionsaufzügen eigentlich nur dadurch, dass zu ihrem Betriebe besondere einfach- oder doppeltwirkende Dampfmotoren aufgestellt sind. Es genügt daher, eine namentlich bei amerikanischen Gichtaufzügen zur Anwendung kommende Abweichung zu erwähnen, und werde dazu ein direct wirkender Dampfaufzug von P. L. Weimer in Lebanon in Pennsylvanien gewählt, welcher in Fig. 1014 dargestellt ist. Der Aufzug besteht aus einem gusseisernen Gerüst g, in dessen Inneren der Dampfcylinder c befestigt ist, dessen Kolben k mit einer langen Zahnstange z in Verbindung steht und dessen Steuerung in einem einfachen Muschelschieber besteht. Geht der Kolben und damit auch die Zahnstange abwärts, so wird der aussen am Gerüst geführte, durch eine Seilscheibe s und ein Zahnrad z_1 mit dem Kolben in Verbindung stehende Fahrstuhl gehoben. Dabei dient die Zahnstange zugleich als Gegengewicht, sodass der Fahrstuhl f vollständig ausbalancirt ist. Durch diese originelle Construction wird die ganze Anlage sehr einfach und billig, da durch die Anbringung des bis zur Gichtbrücke reichenden Gerüstes ein schwerer Gichtthurm überflüssig wird.

4. Hydraulische Aufzüge.

Hydraulische Aufzüge werden direct oder indirect ausgeführt, indem der Fahrstuhl entweder unmittelbar durch den Druck des Wassers oder mittelbar durch Einschaltung von Rollen oder Flaschenzügen gehoben wird. Ein Hauptnachtheil beider Systeme ist der, dass die hydraulischen Aufzüge bei normaler und constanter Förderhöhe immer dieselbe Wassermenge verbrauchen, gleichviel ob grosse oder kleine Lasten befördert werden, sodass bei oft wechselnder Belastung der Betrieb sehr unökonomisch wird.

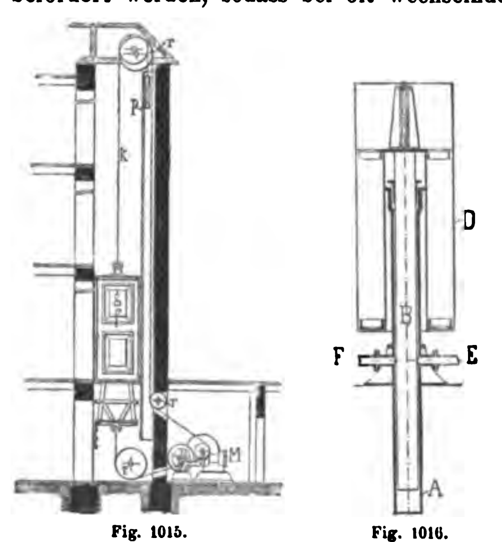


Fig. 1015. Fig. 1016.

Einen indirect wirkenden Aufzug von Ph. Mayer in Wien zeigt Fig. 1015. Derselbe unterscheidet sich von den Transmissions- oder Dampfaufzügen nur insofern, als hier der Antrieb des Fahrstuhls f nicht durch Dampfkraft, sondern durch eine Wassersäulenmaschine M erfolgt, welche an beliebiger Stelle placirt wird. Der Fahrstuhl hängt an einer über verschiedene Rollen r geführten Gale'schen Laschenkette k und ist durch ein Gegengewicht p ausbalancirt. Im übrigen ist die Anordnung wohl ohne weiteres aus der Figur ersichtlich.

Direct wirkende hydraulische Aufzüge werden in neuerer Zeit vielfach ausgeführt. Ihre Anordnung besteht darin, dass Wasser in einen geschlossenen Cylinder geleitet wird, in welchem es auf die Fläche eines Kolbens oder Stempels drückt, durch dessen Verschiebung die Förderlast gehoben wird. Am einfachsten und billigsten benutzt man dazu den in den Wasserleitungen vorkommenden Druck, obwohl derselbe selten mehr als 4 bis 6 Atmosphären beträgt. Diese Spannung ist aber zur Beförderung von Personen und kleineren Lasten selbst auf ziemlich bedeutende Höhen vollständig genügend und deshalb hat gegenwärtig die Anlage eines neuen Wasserwerkes in jeder Stadt viele Anlagen derartiger hydraulischer Aufzüge zur Folge. Das ablaufende Wasser kann man zu gewerblichen und wirthschaftlichen Zwecken meist wieder benutzen und somit fällt der Betrieb äusserst billig aus. Steht eine Wasserleitung nicht zur Verfügung oder ist zur Beförderung grösserer Lasten ein stärkerer Druck nöthig, so muss man durch Pumpen dem Wasser die erforderliche Pressung ertheilen und dasselbe in einem besonderen Behälter, dem Accumulator, ansammeln. Diese wichtige,

von **Armstrong** erfundene Maschine (Fig. 1016) besteht aus einem Cylinder *A*, in welchem ein Kolben *B* wasserdicht verschiebbar ist und durch einen mit Stein beschwerten Behälter *D* abwärts gedrückt wird. Bei *E* tritt das von dem Pumpwerk gelieferte Wasser ein, während *F* das durch einen Hahn verschlossene Abflussrohr des gepressten Wassers ist, mit dem man die verschiedenen Hebevorrichtungen speist. Die Belastung des Accumulatorkolbens entspricht gewöhnlich dem Druck einer Wassersäule von ca. 44 Atmosphären = 1500 Fuss engl.

Einen einfachen, direct wirkenden, für das St. **Hedwig-Krankenhaus** in Berlin ausgeführten hydraulischen Aufzug zeigen die Fig. 1018—1019, und zwar ist dies die gebräuchlichste Anordnung derartiger Aufzüge. Das aus der Wasserleitung resp. dem Accumulator kommende Wasser fliesst durch das Rohr *o* in den Cylinder *a* ein und drückt den hohlen, unten geschlossenen Stempel aufwärts.

Dieser trägt an seinem oberen Ende den Fahrstuhl *c*, welcher aus Flacheisen und T-Eisen gebildet ist und durch 4 Rollen *d* sicher geführt wird. Soll letzterer abwärts gehen, so lässt man das Wasser durch dieselbe Oeffnung aus dem Cylinder *a* in einen anderen Rohrstrang wieder ablaufen, wodurch sich der Stempel allmählich senkt. Die Umsteuerung wird durch einen Hahn oder durch einen Schieber bewirkt, welch letzterer gewöhnlich selbstthätig die Wasserzuleitung abstellt, sobald der Fahrstuhl in seiner höchsten Stellung angekommen ist. Unbequem ist bei der Anlage derartiger Aufzüge eigentlich nur das Abteufrohr *e*, welches so tief vertical in die Erde eingebohrt werden muss, als die gesammte Förderhöhe beträgt, doch ist die Anlage im übrigen so einfach und billig und der Betrieb so sicher und ruhig, dass man sie jetzt allgemein anderen Anordnungen vorzieht. Bei grösseren Förderhöhen wird man zweckmässig auch hier durch ein Gegengewicht, welches an einem an der Decke des Fahrstuhls angebrachten, über eine feste Rolle geleiteten Seile hängt, das Gewicht des Stempels und des Fahrstuhls ausbalanciren.

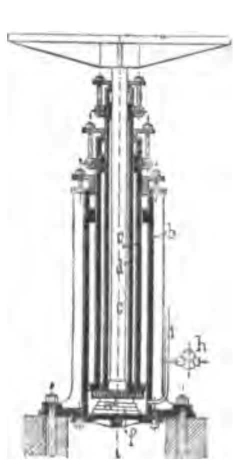


Fig. 1017.

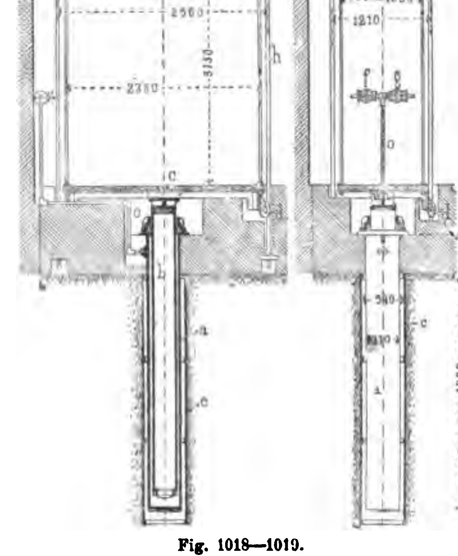


Fig. 1018—1019.

Wm. **Barnet le Van** in Philadelphia hat das lange Abteufrohr vermieden und selbst für bedeutende Förderhöhen den Stempel wesentlich gekürzt durch Anwendung eines sog. Teleskop-Plungers (Fig. 1017). In dem kurzen Treibcylinder *b* befinden sich drei ineinander gesteckte hohle Plungerkolben *c*, *d* und *e*, deren mittelster mit der Plattform *g* des Fahrstuhls in directer Verbindung steht. Jeder dieser Plunger ist am unteren Ende mit einem ringförmigen Ansatze versehen, welcher die Hubbegrenzung beim Aufsteigen der einzelnen Kolben bildet. In der tiefsten Lage sind sie durch eine durchlochte Bodenplatte *a* unterstützt, welche auf einer entspreckend starken Evolutfeder *f* aufruht. Das Druckwasser tritt in das untere Ende des Treibcylinders ein und drückt die Kolben einzeln empor. Es ist klar, dass sich durch diese sinnreiche Anordnung neben grösserer Ersparniss auch eine bedeutend grössere Förderhöhe erzielen lässt.

Lane & Bodley in Cincinnati bauen Aufzüge mit liegendem hydraulischen Cylinder *s* (Fig. 1020—1022), dessen Kolbenstange mit einem auf Schienen horizontal geführten, 2 bis 6 Kettenrollen tragenden Kreuzkopf *b* in Verbindung steht. Eine gleiche Anzahl Rollen ist auf dem Ständer *c* gelagert. Durch eine über die Rollen geschlungene Kette wird die Bewegung des Treibkolbens in die raschere Bewegung des Fahrstuhles übersetzt. Der Schieber *d* wird durch ein die ganze Höhe des Aufzuges durchlaufendes, an der Rolle *r* befestigtes Steuerseil gesteuert und dadurch das Wasser in den Treibcylinder ein- resp. aus demselben abgelassen. Fig. 1022 zeigt die Stellung des als Doppelkolben ausgeführten und somit vollständig entlasteten Steuerungskolbens für den Aufgang des Aufzuges. Die Anordnung hat sich sehr gut bewährt.

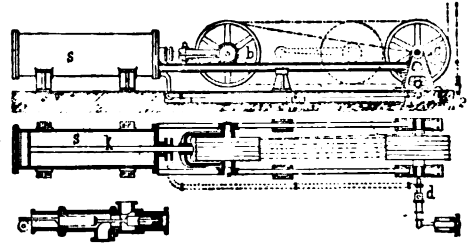


Fig. 1020—1022.

Einen **hydraulischen Dampfaufzug** von C. **Guyenet** in Paris stellen die Fig. 1023—1033 dar. Zwei Dampfcylinder *CC* sind mit einem Wasserdruckcylinder *D* durch eine Traverse *E* verbunden, welche durch eine über Rollen geleitete Kette mit dem Fahrstuhl in Verbindung steht. *K* ist das Steuerseil, welches

den die Dampfvertheilung bewirkenden Schieber *H* und die den Wasserzu- und Abfluss regulirenden Ventile *J* bewegt und durch ein Gegengewicht ausbalancirt ist. Ein Zug am Steuerseil von unten nach oben bewirkt das Einströmen von Dampf in die Cylinder *CC* und von Wasser in den Cylinder *D*, sodass die Traverse *E* und damit der Fahrstuhl gehoben wird. Dabei regulirt der Wasserdruckcylinder die Geschwindigkeit. Der Niedergang des Fahrstuhls erfolgt durch dessen Eigengewicht, indem durch einen Zug am Steuerseil von oben nach unten der Dampf und das Wasser aus den Cylindern ausströmen, wobei der Kolben des hydraulischen Cylinders als Bremse wirkt. An den Grenzen der Förderhöhe geschieht die Abstellung des Fahrstuhls automatisch. Dieser Aufzug ist bereits seit einer Reihe von Jahren auf den Werken zu Port-Brillet bei Laval im Betrieb und functionirt sehr gut.

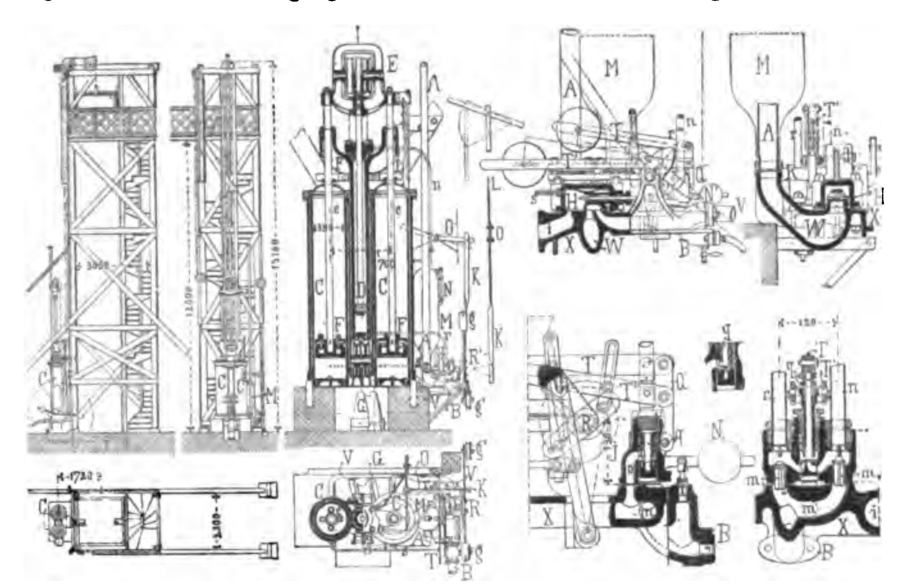


Fig. 1023—1033.

5. Pneumatische Aufzüge.

Pneumatische Aufzüge haben principiell dieselbe Einrichtung wie die hydraulischen und werden ebenso wie diese in directer und indirecter Anordnung ausgeführt. Sie finden namentlich als Gichtaufzüge für Hohöfen Verwendung. Einen der gebräuchlichsten pneumatischen Aufzüge nach dem System von Gjers zeigt Fig. 1034. Ein in dem cylindrischen Rohr *a* dicht schliessender Kolben *b* ist durch 4 Drahtseile, die über die Rollen *dd* geleitet sind, mit den vier Ecken der quadratischen Plattform *f* verbunden, und zwar ist dieser Kolben so schwer gemacht, dass er durch die Plattform nebst den leeren Erz- und Coakswagen ausbalancirt ist. Mittelst einer Dampfmaschine wird die Luft durch das Rohr *g* aus dem Cylinder *a* gesaugt, sodass der Kolben durch den Ueberdruck der äusseren Atmosphäre abwärts bewegt und somit die Plattform gehoben wird. Um letztere niedergehen zu lassen, wird durch eine Schieberstellung die Luftpumpe in eine Compressionspumpe verwandelt, welche durch dasselbe Rohr *g* so lange Luft in den Cylinder hineinpresst, bis der Ueberdruck den Kolben zum Aufsteigen zwingt.

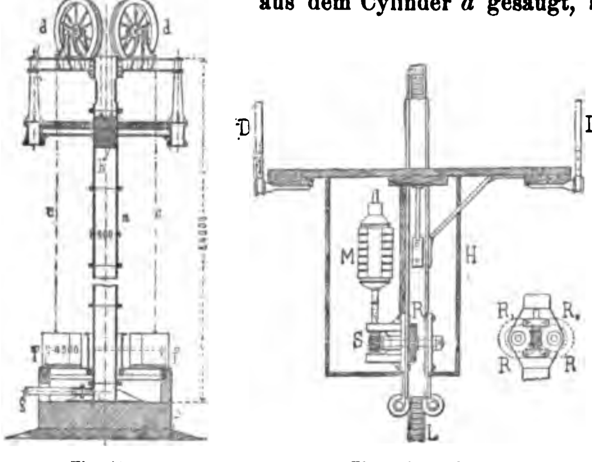


Fig. 1034. Fig. 1035—1036.

6. Elektrische Aufzüge.

Endlich sei noch auf einen namentlich für interimistischen Betrieb geeigneten elektrischen Aufzug von Siemens & Halske in Berlin hingewiesen, dessen Hauptteile in Fig. 1035—1036 abgebildet sind. An der Plattform des Fahrstuhls ist unten ein Holzkasten *H* befestigt, in welchem sich eine dynamo-elektrische Maschine *M* befindet. Die Achse dieser Maschine läuft in eine Schraube ohne Ende *S* aus, die in zwei Schneckenräder *RR* greift; auf den Achsen der Schneckenräder sitzen zwei Zahnräder R_1, R_1, welche von beiden Seiten in die Sprossen der aus Stahlblech gebildeten Leiter *L* eingreifen. Diese Leiter ist an den Grenzen der Förderhöhe an starken Balken sicher befestigt. Ein auf dem Fahrstuhl befindlicher Hebel ist mit einem Stromschalter derartig verbunden, dass bei seiner mittleren Stellung die Stromleitung unterbrochen

ist, während die Hebelstellungen nach rechts oder links bewirken, dass die dynamo-elektrische Maschine und mit ihr die treibende Schraube ohne Ende in dem einen oder anderen Sinne rotiren, mithin der Fahrstuhl an der Leiter auf- oder abwärts klettern muss. Durch passende Einrichtung wird bewirkt, dass sich diese Umschaltung selbstthätig an den Endpunkten vollzieht. Das Gewicht des Fahrstuhls und der Maschine wird durch ein Gegengewicht ausgeglichen, das an zwei über eine obere Rolle geleiteten Drahtbandseilen D hängt. Die Einfachheit der Einrichtung und die Billigkeit des Betriebes lassen diesen elektrischen Aufzug als sehr zweckmässig erscheinen.

F. Krahne.

Die Krahne sind Hebemaschinen, welche ausser einer Verticalbeförderung zugleich auch eine Horizontalbeförderung von Lasten ermöglichen. Man unterscheidet feststehende und transportable Krahne, je nachdem die Gerüste derselben mit einem Fundament fest verbunden oder auf besonderen Geleisen beweglich eingerichtet sind. Jede dieser beiden Gruppen zeigt mit Rücksicht auf die speciellen Zwecke und Verwendungsstellen sehr mannigfaltige charakteristische Ausführungen, die sich wieder in Krahne mit Handbetrieb, Transmissions-, Dampf-, hydraulische und pneumatische Krahne eintheilen lassen. Jeder Krahn ist zum Heben der Last mit einer Seil- oder Kettenwinde versehen, deren Einrichtung nicht von den im Vorstehenden besprochenen abweicht.

Die Drehkrahne sind transportabel oder feststehend, und zwar im letzteren Falle freistehende oder Wandkrahne. Das Gestell hat die Form eines um eine verticale Achse drehbaren Schnabels oder Auslegers, d. i. eines längeren schräg ausladenden Armes, dessen äusserste Spitze eine Leitrolle aufnimmt, von welcher die Lastkette vertical herabhängt, die rückwärts nach der an dem drehbaren Gestell angebrachten Winde geführt ist.

1. Wandkrahne.

Einen Wandkrahn stellt Fig. 1039 schematisch dar. Es bezeichne Q die Tragkraft, G das Krahngewicht; erfahrungsmässig ist $G = Q$ und der Hebelarm b (Abstand des Schwerpunktes des Krahngerüstes von der Drehachse) ist $= {}^1/_4\, h$, $a = h$. Dann wird der Zapfendruck $P = {}^5/_4\, Q$. Die Zugstange hat der Kraft $T = Q\frac{a}{c} + G_1\frac{b_1}{c} - Q_1\frac{d}{c}$ Widerstand zu leisten, wobei G_1, das Gewicht des Ausladers, annähernd zu ermitteln ist. Die Hebelarme c, d u. s. w. sind dem aufgezeichneten Netz des Krahnes zu entnehmen.

Der Auslader wird auf Zerknickungsfestigkeit berechnet:

$$U = Q\frac{a}{g} + G_1\frac{b_1}{g} + Q_1\frac{f}{g}.$$

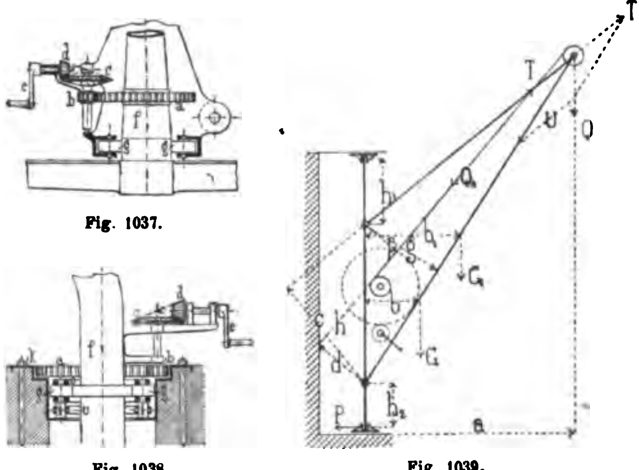


Fig. 1037. Fig. 1038. Fig. 1039.

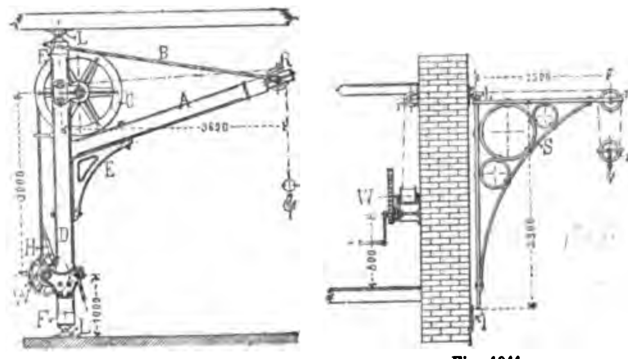
Um den Reibungswiderstand bei der Drehung des Krahnes zu verringern, wendet man Frictionsrollen (Fig. 1037) oder Laufrollen (Fig. 1038) an. Ist d der Durchmesser der Krahnsäule, $\mathfrak{D}$ und $\mathfrak{d}$ derjenige der Rollen und Rollenzapfen, α der Winkel, unter dem zwei Rollen gegen das Wellenmittel stehen, dann ist das Reibungsmoment

bei Frictionsrollen $M = \left(f\frac{P}{\cos\frac{\alpha}{2}}\frac{\mathfrak{d}}{\mathfrak{D}} + \frac{0{,}11}{\mathfrak{D}}\right)\frac{d}{2}$; bei Laufrollen $M = \frac{P}{\cos\alpha}\,\frac{0{,}11}{\mathfrak{D}}\left(\frac{d}{2} + \mathfrak{D}\right)$.

Die Zapfen der Rollen sind von Stahl und haben einen Durchmesser $\mathfrak{d} = 0{,}056\,\sqrt{P}$; ($P$ = Zapfendruck). Für Laufrollen ist $\mathfrak{D} = 0{,}1\,\sqrt{P}$; $\mathrm{L} = 0{,}8\,\mathfrak{D} - 1{,}0\,\mathfrak{D}$.

Einen einfachen hölzernen Wandkrahn von C. J. Appleby in London zeigt Fig. 1040. Die zur Aufnahme der Last bestimmte Kette läuft über eine feste Rolle und wickelt sich dann auf eine Trommel, welche durch eine Winde mit einfachem Vorgelege mittelst eines Seiles in Umdrehung versetzt wird. Die Verstrebung des Ausladers ist durch zwei Rundeisenstangen und ein gusseisernes Dreieck in sehr einfacher

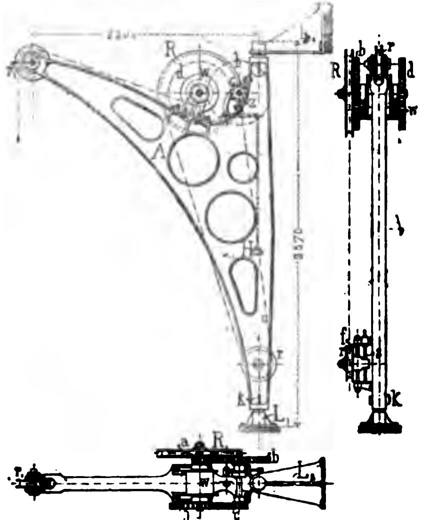
und stabiler Weise erreicht. Zu ihrer Drehung hat die Krahnsäule unten einen gewöhnlichen Spurzapfen, oben einen Halszapfen.

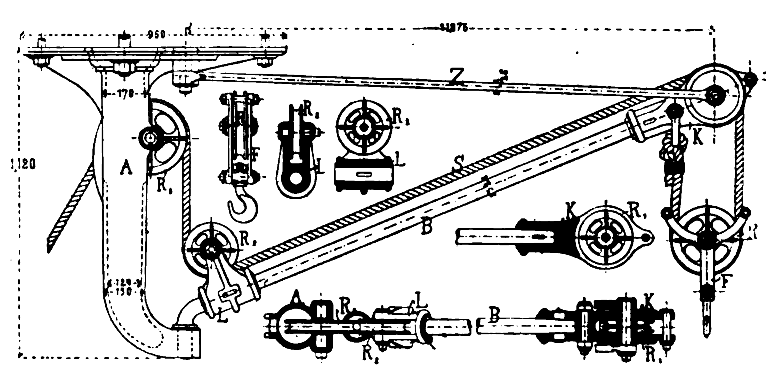

Fig. 1040. Fig. 1041.

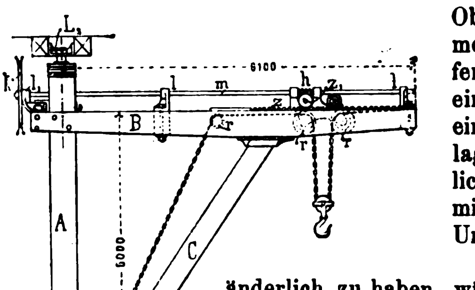
Ein fast noch einfacherer eiserner Wandkrahn, von E. Becker in Berlin, ist in Fig. 1041 dargestellt. Derselbe ist für Waarenhäuser bestimmt und deshalb sehr leicht gehalten, indem er vollständig aus zusammengenieteten Flach- und Quadrateisenstäben hergestellt ist. Die Kette läuft über eine horizontale Rolle an der Spitze des Auslegers, geht dann zwischen zwei verticalen Führungsrollen hindurch, um im Inneren des Gebäudes über eine kurze Trommel hinweg nach einer gewöhnlichen Winde geleitet zu werden. Spur- und Halslager sind durch Consolen gebildet, die an die Wand angeschraubt werden.

In ähnlicher Weise ist der in Fig. 1045—1050 abgebildete hängende Krahn construirt. Eine an der Decke befestigte, gusseiserne hohle Säule A trägt an ihrem unteren Ende den in einem Halslager drehbaren, aus Rundeisen gebildeten Ausleger B, welcher oben durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen z gehalten wird. Die Last hängt an einer losen Rolle R, welche mittelst eines über mehrere feste Rollen geführten Seiles S wiederum durch eine gewöhnliche Winde auf- und niederbewegt wird.

Einen gusseisernen Wandkrahn zeigt Fig. 1042—1044. Krahnsäule, Auslader und Zugstange bestehen aus einem mit zahlreichen Aussparungen versehenen Gusseisenstück von I-förmigem Querschnitte, welches zur Aufnahme der oberen Rolle am Auslader gegabelt ist.


Fig. 1042—1044.


Fig. 1045—1050.


Fig. 1051.

Oben auf dem Ausleger ist die Winde angebracht. Auf der Trommelwelle sitzt, mit einem kleinen in das erste Vorgelege eingreifenden Zahnrad fest verbunden, eine lose Seilscheibe, welche mit einer zweiten, am Fusse der Krahnsäule angebrachten Scheibe durch ein Seil in Verbindung steht. Diese untere Rolle ist nicht fest gelagert, sondern mittelst einer Schraube herauf und herunter beweglich, sodass die Schnur immer fest gespannt bleibt. Letztere wird mit der Hand bewegt und auf diese Weise die Windetrommel in Umdrehung versetzt, also die Last gehoben resp. gesenkt.

Oft ist es wünschenswerth, die Ausladung des Krahnes veränderlich zu haben, wie sich dies namentlich in Giessereien als nothwendig herausgestellt hat. Ein derartiger hölzerner Krahn von Appleby in London ist in Fig. 1051 dargestellt. Durch ein Kettenrad k und eine Schraube ohne Ende h wird der auf den Zugstangen befindliche kleine Wagen, die sog. Katze, vor- und rückwärts bewegt und damit auch die zur Aufnahme der Last bestimmte lose Rolle. Letztere hängt an einer Kette, welche am äussersten Ende der Zugstange B befestigt ist, über zwei Rollen rr der Katze und eine feste Rolle der Zugstange hinweggeht und sich unten auf die Windetrommel aufwickelt. Die Katze läuft mittelst Zahnräder auf einer Zahnstange z.

Um eine grössere Dauerhaftigkeit und eine weniger schwerfällige Construction zu erhalten, führt man die Giessereikrahne jetzt meistens aus Eisen, oder wenigstens aus Holz und Eisen, aus. So zeigt Fig. 1052 bis 1053 einen drehbaren eisernen Giessereikrahn von Hermann Michaelis in Chemnitz. Die Krahnsäule *A* hat kreisförmigen Querschnitt, der Auslader *B* ist aus zwei I-Trägern gebildet, die beiden Stützsysteme aus Flacheisen. Die Katze *K* besteht aus vier miteinander verbundenen, auf den Trägern laufenden Rädern, welche zwei Rollen tragen, die durch Ketten mit der Winde und mit der zur Aufnahme der Last bestimmten losen Rolle in Verbindung stehen. Durch Verschieben der Kurbelwelle kann das Heben der Last mit einfacher oder doppelter Räderübersetzung stattfinden. Eine Bremse ist wegen Vermeidung jeder Complication in Anordnung und Betrieb nicht angebracht und wird ersetzt durch das dazu qualificirte Zahnradvorgelege und durch äquilibrirte Kurbeln, welche beim Ablaufen der Last frei spielen und durch leichtes Handauflegen auf die Kurbelwelle die Ablaufgeschwindigkeit nach Wunsch reguliren lassen. Gewöhnlich werden diese Krahne für eine Tragfähigkeit gebaut, welche in den Grenzen zwischen 5000 und 15000 kg liegt. Die Ausladung beträgt meist 5—7 m. Die Bedienung erfolgt durch einen Arbeiter für leichtere, durch zwei für schwerere Lasten.

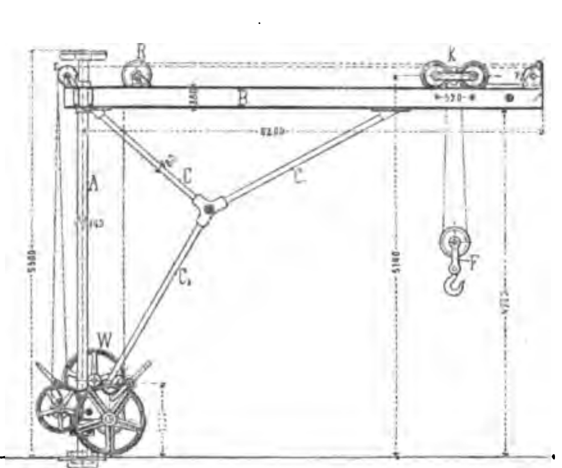


Fig. 1052—1053.

In Fig. 1054—1059 ist ein grösserer, für 15000 kg Tragfähigkeit construirter Giessereikrahn abgebildet. Derselbe hat eine Holzsäule *A*, auf deren Enden Gusschuhe *f* und *g* aufgetrieben sind, und zwar ist an dem unteren Schuh der Spurzapfen direct angegossen. Der letztere läuft auf einer Stahlplatte, welche in die mit dem Fundament verankerte Grundplatte *h* eingelassen ist. Der obere Schuh trägt eine Hülse zur Aufnahme des oberen stählernen Drehzapfens und zweier seitlicher Naben zum Durchstecken eines Bolzens für die Zugstangen *C* und *D*. Der obere Drehzapfen läuft in einer Deckplatte. In einer Höhe von 5 m über dem Fussboden sind die beiden, den Ausleger bildenden I-Träger an die Holzsäule angeschraubt und an beiden Enden miteinander verbunden. Ausserdem sind noch auf der entgegengesetzten Seite des Auslegers Spannstangen angebracht, welche das Durchbiegen der Holzsäule und das Zerknicken der Träger verhindern. Die Kette ist am äussersten Ende der Träger befestigt, umschlingt die vier Rollen der Katze *K* sowie die beiden Rollen des Klobens *F*, geht dann über die obere Rolle an der Holzsäule und wird schliesslich von der gezahnten Rolle der Winde *W* erfasst. Die Leitrolle bewirkt die Umspannung der Kette auf dem halben Umfang der gezahnten Rolle und führt dieselbe dann in einen darunterliegenden Kettenkasten *k*; die Kettenrolle kann mittelst einfachen oder doppelten Vorgeleges bewegt werden. Auf die I-Träger sind gehobelte Schienen aufgenietet, damit die Last der

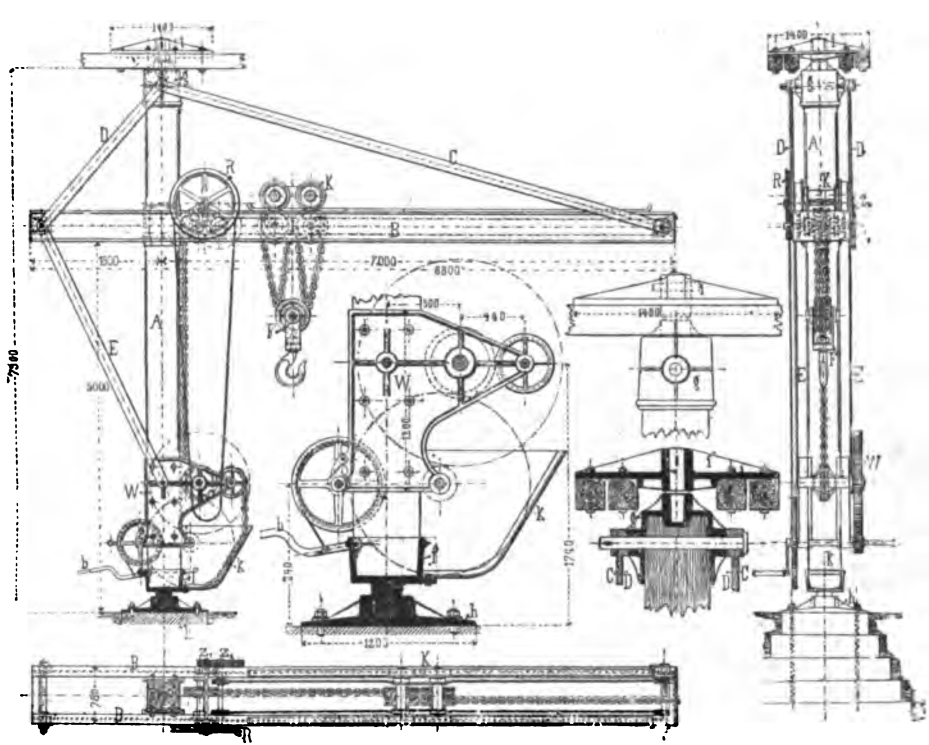


Fig. 1054—1059.

Katze genau auf die Mitte der Träger wirkt. Die Bewegung der Katze geschieht durch zwei Ketten, welche über gezahnte Rollen laufen. Die letzteren werden mittelst Räderübersetzung von der grossen Kettenrolle aus bewegt, um welche eine Kette geschlungen ist, die von Hand gezogen wird.

2. Freistehende Drehkrahne.

Freistehende Drehkrahne, auch wohl Quai- oder Uferkrahne genannt, haben entweder eine zum Theil in einen Schacht versenkte drehbare Säule, welche sich mit ihrem Spurzapfen in ein auf der Schachtsohle angeordnetes Fusslager stützt, oder die Krahnsäule steht fest und es ist dafür eine drehbare Krahnhülse angeordnet, welche die Strebe und den Ausleger aufnimmt. Ein freistehender Krahn ersterer Art ist in Fig. 1060 schematisch dargestellt.

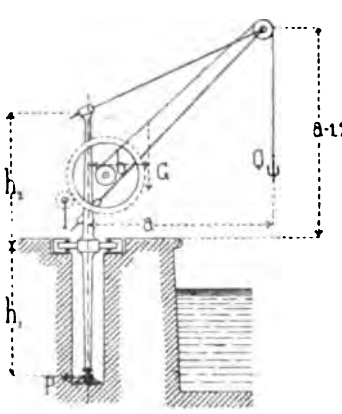


Fig. 1060.

Gewöhnlich macht man $h_1 = 0{,}6\,a - 0{,}8\,a$ und $h_2 = 0{,}4\,a$. Das Gewicht der drehbaren Theile ist $G = {}^3/_4\, Q$. Der Zapfendruck ist $P = Q\frac{a}{h_1} + G\frac{b}{h}$. Der Durchmesser des stählernen Stützzapfens ist $d = 0{,}09\sqrt{P}$.

Soll der Krahn durch ein Getriebe mit Zahnkranz gedreht werden, dann ist der Zahndruck $D = \frac{M}{R} = \frac{\text{Reibungsmoment}}{\text{Radhalbmesser}}$. Da leicht Stösse vorkommen, so macht man abweichend die Zahntheilung $t = 0{,}19\sqrt{D}$.

Steckt die Säule in einer Grundplatte, so ist die Zapfenlänge $= {}^5/_4\, D$, wenn D der mittlere Durchmesser der Säule ist.

Einen sehr einfachen freistehenden Krahn mit drehbarer Säule zeigt Fig. 1061—1065. Die Säule A ist aus Gusseisen mit eingesetztem stählernen Spurzapfen und dreht sich in einem Schacht, welcher geräumig genug ist, um einen Arbeiter zu eventuellen Reparaturen, sowie zum Schmieren, durch ein in der verankerten Fundamentplatte angebrachtes Loch hineinsteigen zu lassen. Der Ausleger C ist unten durch einen Bolzen an der Säule befestigt und wird oben durch zwei Zugstangen z gehalten. Die Windetrommel wird ohne jede weitere Uebersetzung durch eine Schraube ohne Ende H gedreht; das Drehen der Säule geschieht durch Hand.

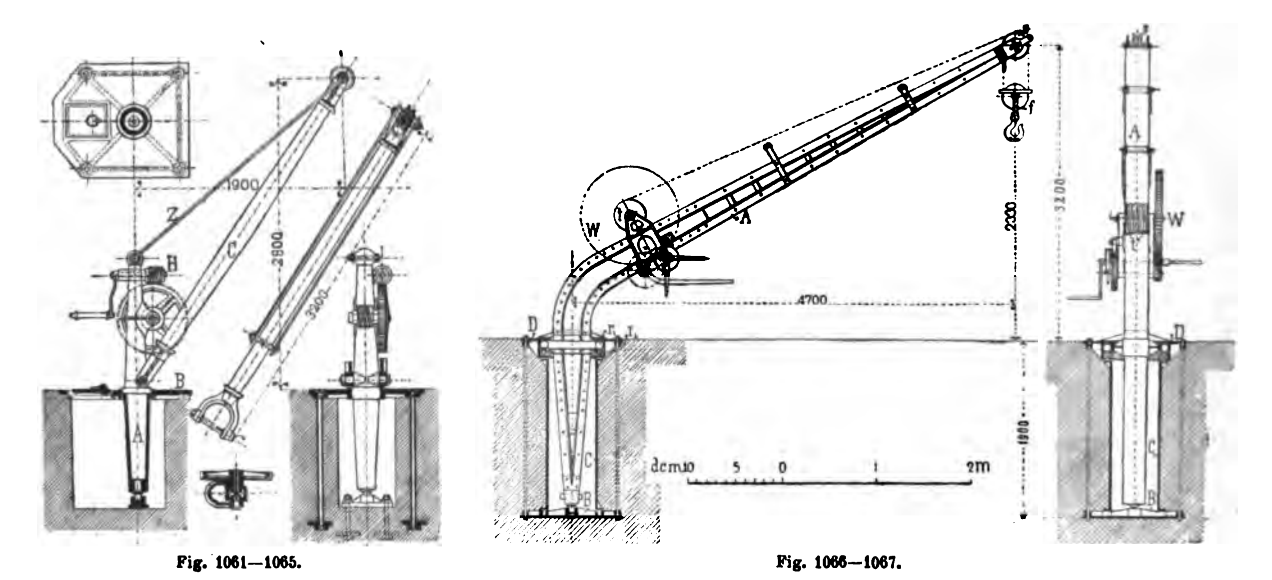


Fig. 1061—1065. Fig. 1066—1067.

Der Umstand, dass der Ausleger verhältnissmässig viel Platz einnimmt und dass seine Verbindung mit der Krahnsäule keine continuirlich feste Construction giebt, veranlasste im Jahre 1850 den englischen Ingenieur W. Fairbairn, Krahne aus Eisenblech zu construiren, bei denen Ausleger, Krahnsäule und Zugstange zu einem einzigen Stück verbunden sind. Ein derartiger Krahn von van der Zypen & Charlier in Deutz, ebenfalls mit drehbarer Säule, ist dargestellt in Fig. 1066—1067. Der Krahnkörper A ist aus Eisenblechen zusammengenietet und bildet in seinem Querschnitt rechtwinkelig zur Mittelaxe überall Rechtecke, welche nach oben hin an Grösse abnehmen. An den gusseisernen Schacht schliesst sich unten die Spur-

platte *B* an, welche mit der oberen Platte *D* durch Anker fest verbunden ist. Die Anzugskette ist über Leitrollen hinweggeleitet und wickelt sich auf die Trommel *t* der Winde auf, welche mit doppeltem Vorgelege und Bremse versehen ist. Die Drehung des Krahnes geschieht mit Hilfe von Frictions- und Laufrollen.

Um die Unbequemlichkeit, welche mit der Anordnung der Grube verbunden ist, zu umgehen und eine leichtere Zugänglichkeit des Spurzapfens zu erreichen, wendet man jetzt häufiger die freistehenden Krahne mit fester Säule und drehbarem Gehäuse an. Ein derartiger Krahn von Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M. ist in Fig. 1068 abgebildet. Die im Fundament verankerte Platte *F* trägt die feste Säule, um welche sich auf einem oberen Zapfen das Gehäuse *B* dreht. Ausleger *A* und Zugstangen *Z* sind aus Schmiedeeisen, die Winde mit doppeltem Vorgelege und Bremse, sowie gegen den Einfluss der Witterung mit einem kleinen Schutzdach *D* versehen. Die Drehung des Krahnes geschieht durch ein in den Zahnkranz der Bodenplatte eingreifendes Zahnrad, welches mittelst Kurbeln und Winkelräder bewegt wird.

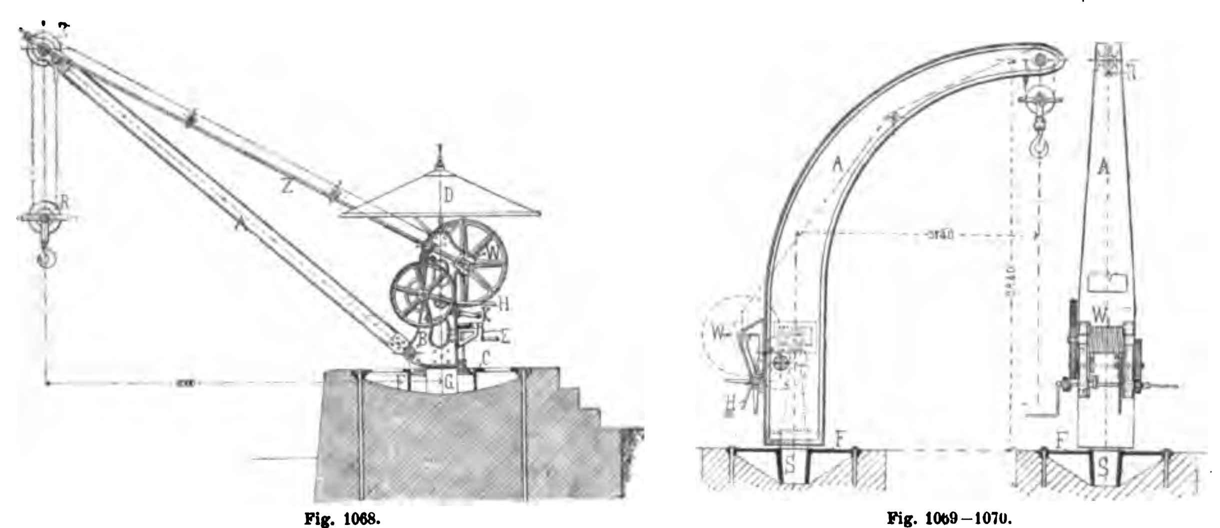


Fig. 1068. Fig. 1069—1070.

Einen Fairbairn-Krahn von van der Zypen & Charlier in Deutz mit feststehender Säule zeigt Fig. 1069—1070. Der hohle, aus Blech gebildete Krahnkörper ist so geformt, dass er möglichst wenig Raum wegnimmt. In seinem hohlen Raume läuft die Anzugskette, welche über eine Leitrolle hinweg zur Trommel geführt wird. Die Winde ist auf zwei Schildern am Krahnkörper angebracht und mit Bremse und verschiebbarem doppelten Vorgelege versehen. Die Tragkraft des Krahnes beträgt 3000 kg.

Ein für den Hafen zu Husum ausgeführter Krahn von 250 Ctr. Tragfähigkeit von Ph. Reden in Ellerbeck bei Kiel ist in Fig. 1071 bis 1072 dargestellt. Die beiden Seitenbleche des Auslegers *A* sind durch Winkeleisen und Deckbleche miteinander verbunden und vereinigen sich unten zu dem Gehäuse *T*, das in seinem Inneren die feste Krahnsäule *S* mit oberem Kugelzapfen birgt. Die Drehung geschieht durch ein kleines Zahnrad, das in den verzahnten Kranz der Platte eingreift und durch eine Kurbel und Kegelräder bewegt wird. Frictions- und Laufrollen $r r_1$ unten und oben erleichtern das Drehen des Gehäuses. Um den Krahn herum führt ein an der oberen drehbaren Platte befestigtes Schutzgeländer.

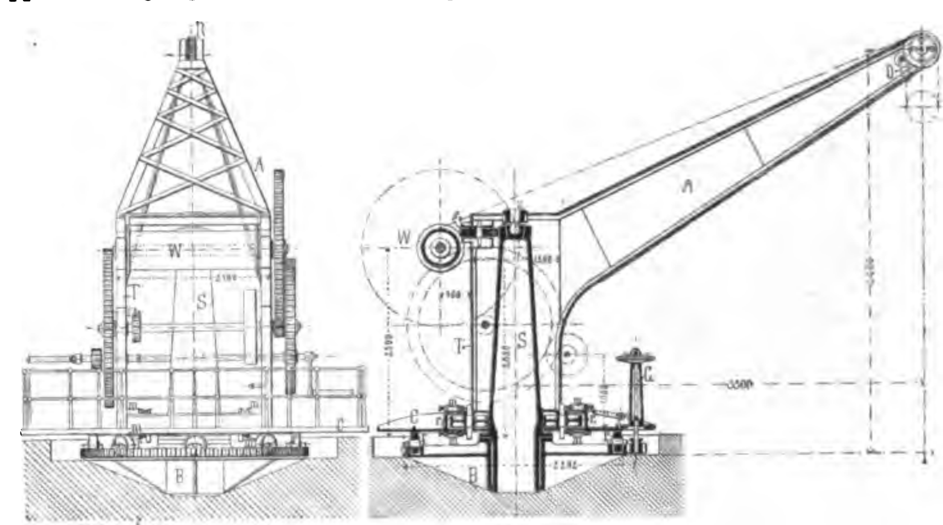


Fig. 1071—1072.

Fig. 1073 zeigt einen freistehenden, durch **Dampf** betriebenen Drehkrahn von A. **Chaplin** & Co. in Glasgow. Die Dampfmaschine ist an dem Gehäuse *G* montirt und bewegt mittelst Kurbelscheibe *k* die Vorgelegwelle der Winde. Im übrigen zeigt der Krahn keine abweichenden Constructionen.

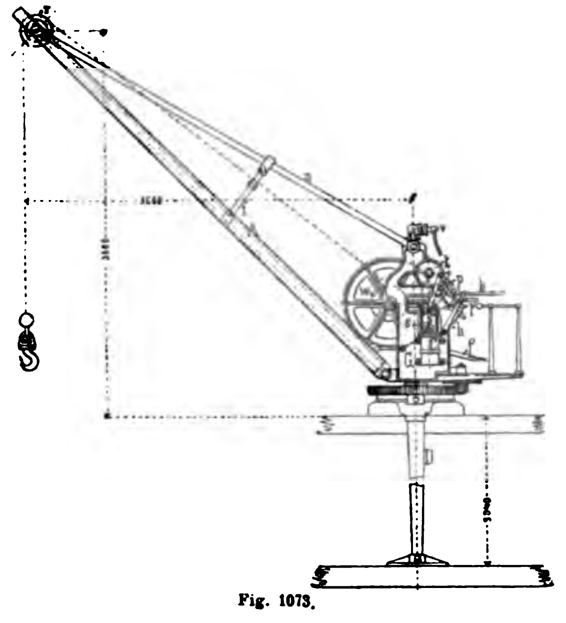


Fig. 1073.

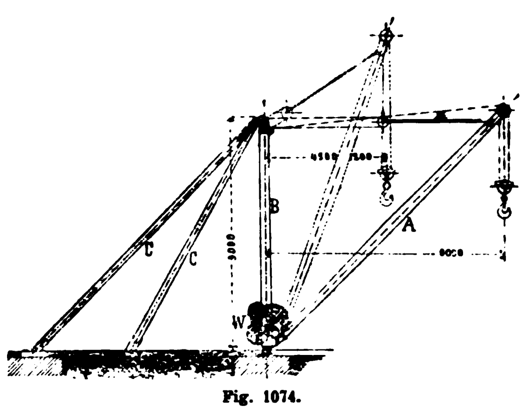


Fig. 1074.

Auch die freistehenden Krahne kann man mit veränderlicher Ausladung construiren, indem man den Ausleger um seinen unteren Stützpunkt drehbar macht. Dabei wird das obere Halslager der Krahnsäule durch zwei am Boden befestigte Streben gehalten, sodass man eine Art Dreieckconstruction erhält. Einen derartigen **hölzernen** Drehkrahn von 200 Ctr. Tragkraft zeigt Fig. 1074. Die Krahnsäule *B* ruht mit ihrem Spurzapfen in einer fest verankerten Platte, während das obere Halslager durch zwei hölzerne Streben *CC* festgehalten wird. Der Ausleger *A* stützt sich unten gegen den Fuss der Krahnsäule, oben dagegen wird er durch eine Kette gehalten, welche gestattet, die Ausladung zu verringern. Je kleiner man dieselbe nimmt, desto höher erhebt sich natürlich die Kettenrolle des Auslegers. Die Construction der Winde ist wie gewöhnlich.

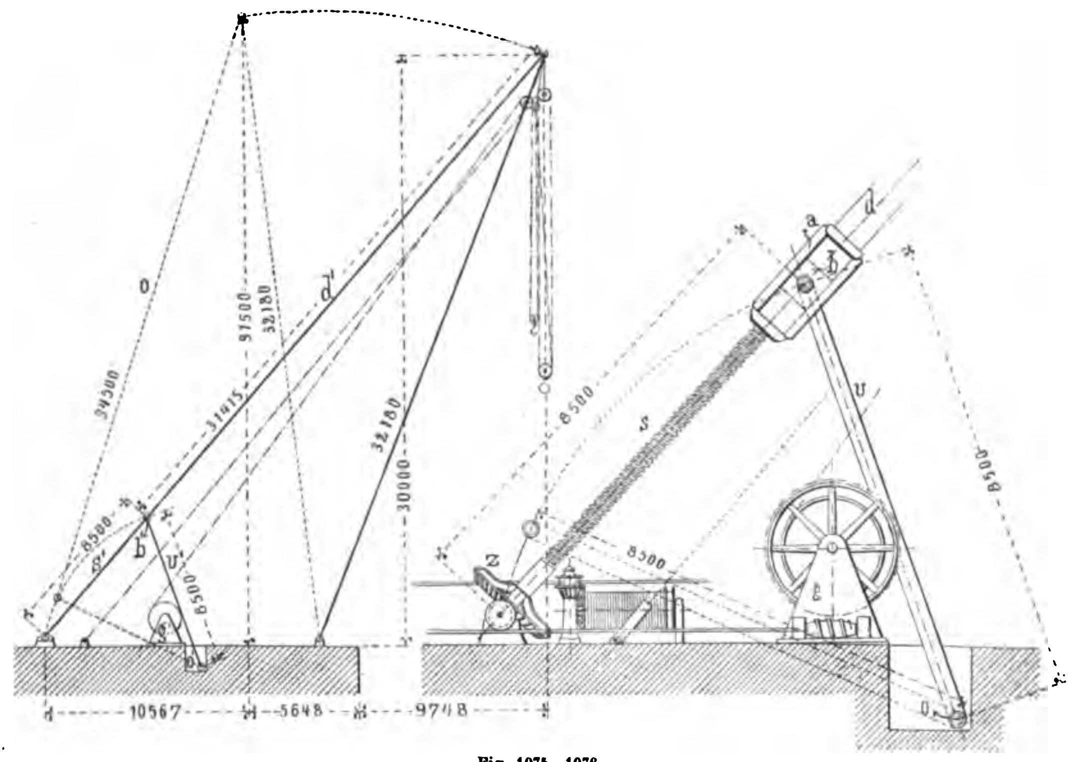


Fig. 1075—1076.

3. Scherenkrahne.

Die Scherenkrahne, welche in Häfen besonders zum Ein- und Ausheben der Masten dienen, unterscheiden sich dadurch von den zuletzt besprochenen, dass sie die Verschiebbarkeit des Krahndreiecks gestatten und damit einen mehr oder weniger grossen Vorschub des Kopfes gegen die Wasserseite, verbunden mit einer relativ geringen Hebung desselben. Sie sind bezüglich der Dimensionen ihrer Gerüsttheile und der Förderlasten die mächtigsten Hebemaschinen. Man baut sie mit horizontaler, in neuester Zeit besser mit geneigter Bewegungsschraube. Fig. 1075—1076 zeigt einen von Waltjen in Bremen für den deutschen Kriegshafen Heppens ausgeführten Scherenkrahn. Der Fuss des Hinterbeines läuft in eine Mutter aus, welche sich auf der starken Schraube S verschieben kann, sodass das Beindreieck in die punktirte Lage übergeht, wobei ein Gegenlenker die Schraubenspindel von der Beanspruchung auf Biegung möglichst entlastet. Unter Einschaltung mehrerer Zahnradvorgelege oder auch einer Umkuppelung zur Veränderung der Drehrichtung der Welle r wird zum Heben und Senken der Last von einer stationären Dampfmaschine die endlose Schraube g in Umdrehung versetzt, deren Gewinde in die Zähne eines Rades greift, welches auf der Trommelwelle befestigt ist, und die zum Auf- und Abwinden der zum Heben und Senken der Last vorhandenen Förderkette dient. In ähnlicher Weise werden auch die Umdrehungen der Dampfmaschinenwelle auf das Kegelgetriebe übertragen, welches die Verschiebung der Mutter auf der Schraube S und damit die Verlängerung oder Verkürzung des Hinterbeines für den Horizontaltransport der Last bewirkt.

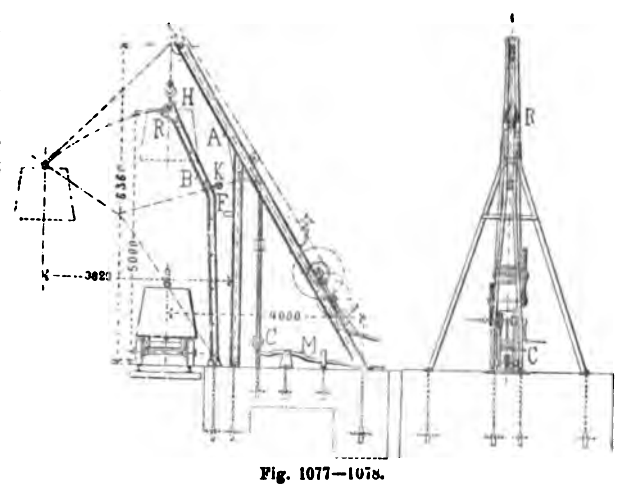
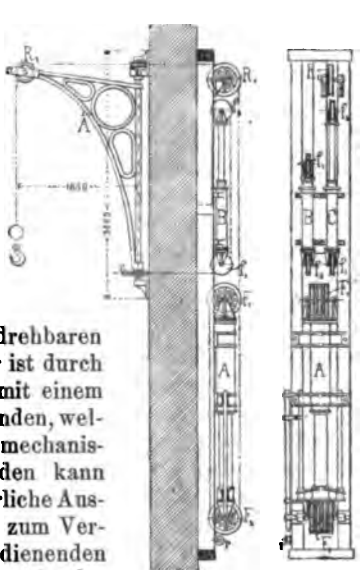


Fig. 1077—1078.

Im Anschluss an die Scherenkrahne sei hier noch eines Krahnes erwähnt, welchen van der Zypen & Charlier in Deutz nach dem Patent Wendt zum Kohlenverladen für Locomotiv-Tender bauen. Der Krahn besteht, wie aus Fig. 1077—1078 ersichtlich, aus einem festen eisernen dreibeinigen Bock A mit Trommelwinde und einem um eine Horizontalachse drehbaren Ausleger B. Letzterer ist durch eine schwache Kette mit einem Gegengewicht C verbunden, welches durch den Hebelmechanismus M gehoben werden kann und somit die veränderliche Ausladung bewirkt. Die zum Verladen der Kohlen dienenden eisernen Kufen werden in das Auslegerhaupt eingehakt und dadurch dem Tender unmittelbar zugeführt.



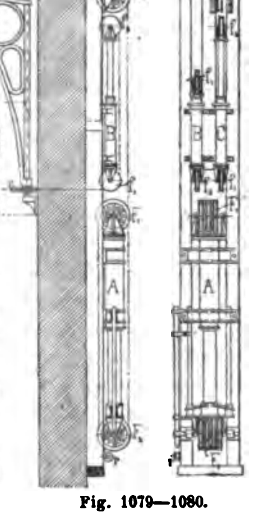


Fig. 1079—1080.

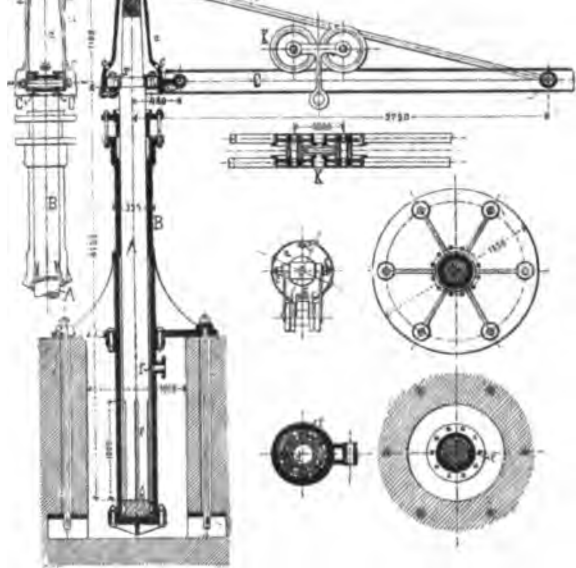


Fig. 1081—1087.

4. Hydraulische Krahne.

Hydraulische Krahne zeichnen sich im allgemeinen durch grosse Einfachheit der Construction und leichte Handhabung aus und kommen deshalb in neuerer Zeit vielfach zur Anwendung. Fig. 1079—1080

zeigen einen einfachen hydraulischen Krahn von Appleby in London, wie er namentlich für Waarenhäuser sehr gut geeignet ist. *A* ist der Treibcylinder, dessen Kolben mit einem Flaschenzug in Verbindung steht, welcher zum Heben und Senken der Last dient, während das Drehen des Krahnes durch die beiden kleinen Cylinder *B* und *C* ebenfalls unter Vermittelung von Flaschenzügen besorgt wird. Der Flaschenzug des Treibcylinders hat zwei Flaschen, welche zum Zwecke der Hubvervielfältigung mit drei resp. vier Rollen versehen sind.

Der in Fig. 1081—1087 abgebildete hydraulische Krahn ist zum Zwecke des Heraushebens der Barren aus der Giessgrube eines Bessemerwerks construirt. Der massive gusstählerne Stempel trägt die Haube *a*, an welcher der Ausleger befestigt ist, welcher mit Hilfe eines Rollenkranzes leicht gedreht werden kann. An seinem unteren Ende ist der Stempel mit vier Längsnuthen *e* versehen, deren Querschnitte zusammen so gross sind wie der der Ein- und Ausströmungsöffnung *f*. Treten diese Nuthen aus der Stopfbüchse hervor, so wird durch das Ausströmen des Wassers das weitere Heben des Stempels verhindert. Als elastische Unterlage dient der Holzklotz *g*, welcher das Durchstossen des Cylinderbodens verhütet.

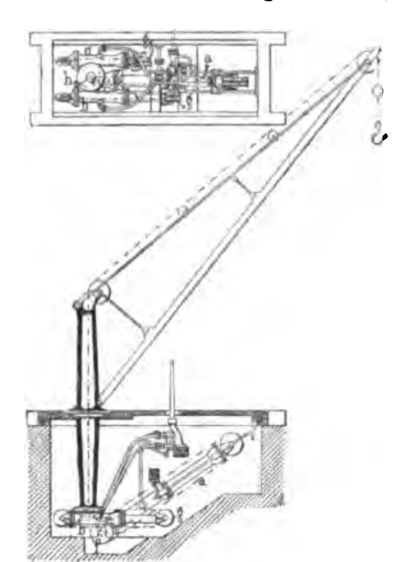


Fig. 1088—1089.

Einen für den Hafen von Antwerpen ausgeführten hydraulischen freistehenden Krahn zeigen Fig. 1088—1089. Derselbe ist nach Armstrong'schem System construirt und so angeordnet, dass der Wasserdruck sowohl die senkrechte Auf- und Abwärtsbewegung der Last als auch die Drehung der Krahnsäule bewirkt. Zur ersteren Bewegung dient die Wassersäulenmaschine, deren Cylinder *a* das gepresste Wasser eines Accumulators in geeigneter Weise zugeführt wird. Mit der Stange seines Druckkolbens ist die lose Flasche eines Flaschenzugs verbunden, dessen correspondirende feste Flasche *f* ist. Ueber die Rollen dieses Flaschenzugs geht die am Cylinder befestigte Hubkette, welche durch die hohle Krahnsäule geführt ist und die feste Rolle am höchsten Punkte des Auslegers passirt. Die Drehung der Krahnsäule wird durch zwei andere Wasserdruckmaschinen *b* und *c* bewirkt, deren Arbeitscylinder horizontal gelagert sind. Auch hier wird die Grösse des Kolbenhubes durch Einschaltung eines Flaschenzuges multiplicirt, dessen lose Flasche *g* am äussersten Ende der Kolbenstange sitzt, während die feste Flasche mit dem festgelagerten Cylinder verbunden ist. Die Drehkette ist mit ihren Enden oberhalb der Cylinder *b* und *c* befestigt und in geeigneter Weise sowohl über die Rollen des Flaschenzuges als über eine Kettenscheibe *h* geschlagen, welche mit dem untersten Theile der Drehsäule zu einem Ganzen verbunden ist. Das regelmässige Spiel der Wasserdruckmaschinen wird durch Steuerungen mittelst Hebel bewirkt.

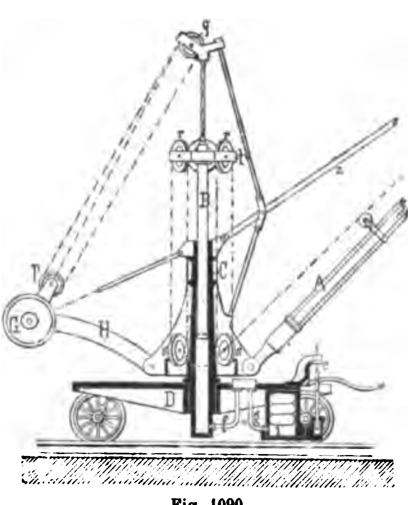


Fig. 1090.

Von eigenthümlicher Anordnung ist der hydraulische Krahn von Ritter in Altona, Fig. 1090. Bei demselben bildet die hohle Krahnsäule den Cylinder, dessen Kolben drei unter 120° gegeneinander gestellte Rollen trägt. Um diese und um drei feste Rollen im Fussgestell ist eine Kette geführt, sodass ein Flaschenzug mit 6facher Hubvergrösserung gebildet ist. Durch eine Handpumpe *e* wird das Druckwasser aus einem Windkessel *i* unter den Kolben *B* gepresst, dessen Aufsteigen die Hebung der Last zur Folge hat, welche gleichzeitig durch das Sinken eines Gegengewichts befördert wird. Beim Sinken der Last tritt das Wasser in den Windkessel zurück, wobei es die Luft comprimirt und das Gegengewicht wieder hebt. Dadurch wird das selbstthätige Hinaufgehen der unbelasteten Kette bewirkt, ein Umstand, der besonders beim Absetzen von Lasten sehr wichtig ist. Die Pumpe kann so umgesteuert werden, dass sie Wasser aus dem Cylinder saugt, wenn man die Kette zum Aushaken schlaff machen will. Die Vortheile dieses Krahnes sind vornehmlich sanfte und sichere Bewegungen, das Fehlen aller Zahnräder, Kettentrommeln und Bremsen und die geringe Arbeiterzahl zur Bedienung. Der Krahn ist als Rollkrahn construirt, worüber im Folgenden Näheres angegeben wird.

Transportable Krahne. Bei den transportablen Krahnen kann das ganze Krahngerüst zum Zwecke der Horizontalförderung der Last auf Geleisen bewegt werden, während die Verticalförderung je nach der Einrichtung und Bestimmung der Maschine durch Hand- oder Dampfwinden, sowie durch Transmission erfolgen kann. Man unterscheidet Rollkrahne und Laufkrahne.

5. Rollkrahne.

Dieselben sind der Hauptsache nach freistehende Krahne mit fester Säule und drehbarer Hülse und gewöhnlich auch mit drehbarem Ausleger. Sie unterscheiden sich von den festen Krahnen wesentlich nur in der Montirung des Krahngestelles auf einem durch ein Gegengewicht ausbalancirten vierrädrigen Wagen, der auf einem Schienengeleise läuft. Das Gegengewicht wird entweder so angebracht, dass es eine constante Wirkung ausübt, oder es wird für variable Wirkung verschiebbar eingerichtet.

Einen Rollkrahn ersterer Art von Sautter, Lemonnier & Co. in Paris zeigen Fig. 1091—1092. Mit dem drehbaren Gehäuse ist als Gegengewicht ein eiserner Kasten *e* fest verschraubt, auf welchem die das Gegengewicht noch vermehrende Winde befestigt ist. Dieselbe ist eine sog. Sicherheitswinde mit doppeltem verschiebbaren Vorgelege, deren Einrichtung bereits ausführlich beschrieben ist. Der Ausleger ist fest. Zum Heben und Senken der Last dienen zwei Kurbeln *a*, während die Drehung des Krahngehäuses und die Vorwärtsbewegung des Wagens durch die Kurbeln *b* bewirkt wird.

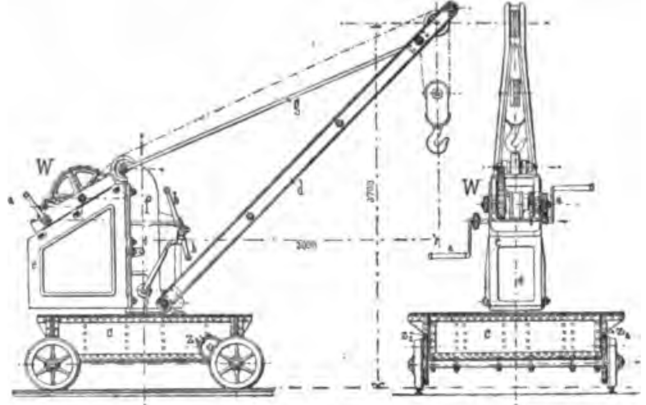


Fig. 1091—1092.

Ein Rollkrahn mit beweglichem Gegengewicht ist in Fig. 1093—1094 dargestellt. Der Ausleger *A* ist fest, die Winde hat ein doppeltes Vorgelege und eine Bremsscheibe. Das Gegengewicht *G* wird durch die Schraube *S* verschoben, wobei es durch kleine Laufrollen unterstützt wird.

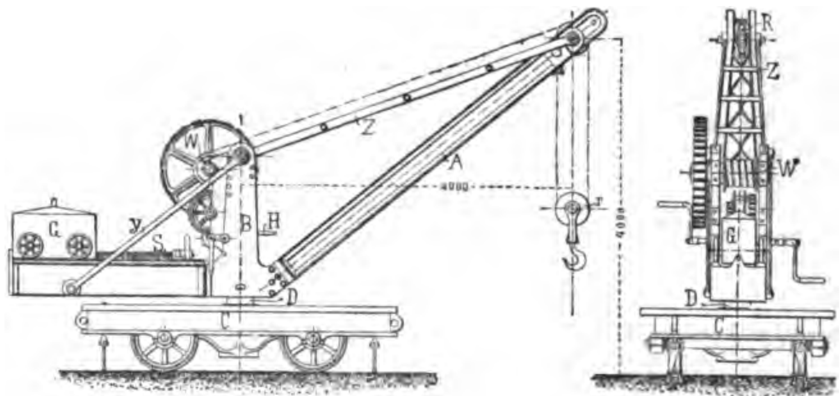


Fig. 1093—1094.

Man hat auch versucht, das Gegengewicht so einzurichten, dass es sich von selbst verschiebt, sodass je nach der Grösse der Last sich von selbst das geeignete Drehmoment ergiebt. Derartige Einrichtungen sind aber verhältnissmässig sehr complicirt und führen grosse Mängel mit sich. Es dürfte daher wohl practischer sein, ein festes Gegengewicht für mittelgrosse Lasten anzubringen und dieses beim Fördern bedeutenderer Lasten durch aufgelegte Eisenstücke zu vergrössern.

Die Rollkrahne werden sehr häufig als Dampfkrahne ausgeführt, indem sie Dampfkessel und Motor auf dem drehbaren Gerüste mit sich führen. Gewöhnlich wird dabei der Dampfkessel als Gegengewicht benutzt. Ein solcher Dampfkrahn ist in Fig. 1095 dargestellt. Die feste Säule *A* trägt auf ihrem oberen Spurzapfen das Krahngestell *D*, mit welchem der stehende Röhrenkessel *K* und der Wasserbehälter *V* fest verbunden sind. Die im oberen Theil des Gestelles montirte kleine Dampfmaschine *E*, welche mit Coulissensteuerung zum Vor- und Rückgang versehen ist, wirkt auf die Vorgelegwelle und treibt somit die Windetrommel; auch bewegt sie mittelst konischer Räder eine stehende Welle, welche die Drehung des Krahnes bewirkt. Eine endlose Gliederkette verbindet ein Kettenrad *F* auf der Welle der Dampfmaschine mit einem gleichen auf der Laufachse des Wagens *C*, der somit transportirt werden kann.

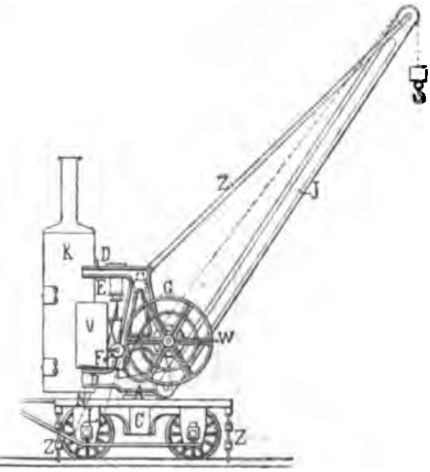


Fig. 1095.

Man hat bei Dampfkrahnen auch mit Vortheil die directe Wirkung des Dampfes zum Heben der Last in Anwendung gebracht, wie dies die vielfach ausgeführte Construction von Brown Brothers in London, Fig. 1096, zeigt. Die Kolbenstangen der beiden auf der drehbaren Plattform ruhenden Dampf-

cylinder tragen, genau wie in Fig. 1022—1032, eine dreirollige Flasche *l*, deren zugehörige Flasche zwischen den Cylindern befestigt ist, sodass der Kolbenhub einen 6fachen Hub der Last erzeugt. Eine mit der Traverse *L* verbundene andere Kolbenstange spielt dabei in dem Cylinder *K*, indem sie beim Aufgange Wasser aus dem Reservoir *S* ansaugt, welches beim Niedersinken der Last als Bremsung dient. Die Drehung des Krahnes wird durch die Aufwärtsbewegung des in dem Cylinder *N* beweglichen Dampfkolbens hervorgebracht, indem eine mit dessen Traverse verbundene Kette *O* über Rollen geführt und um die Krahnsäule gewunden ist.

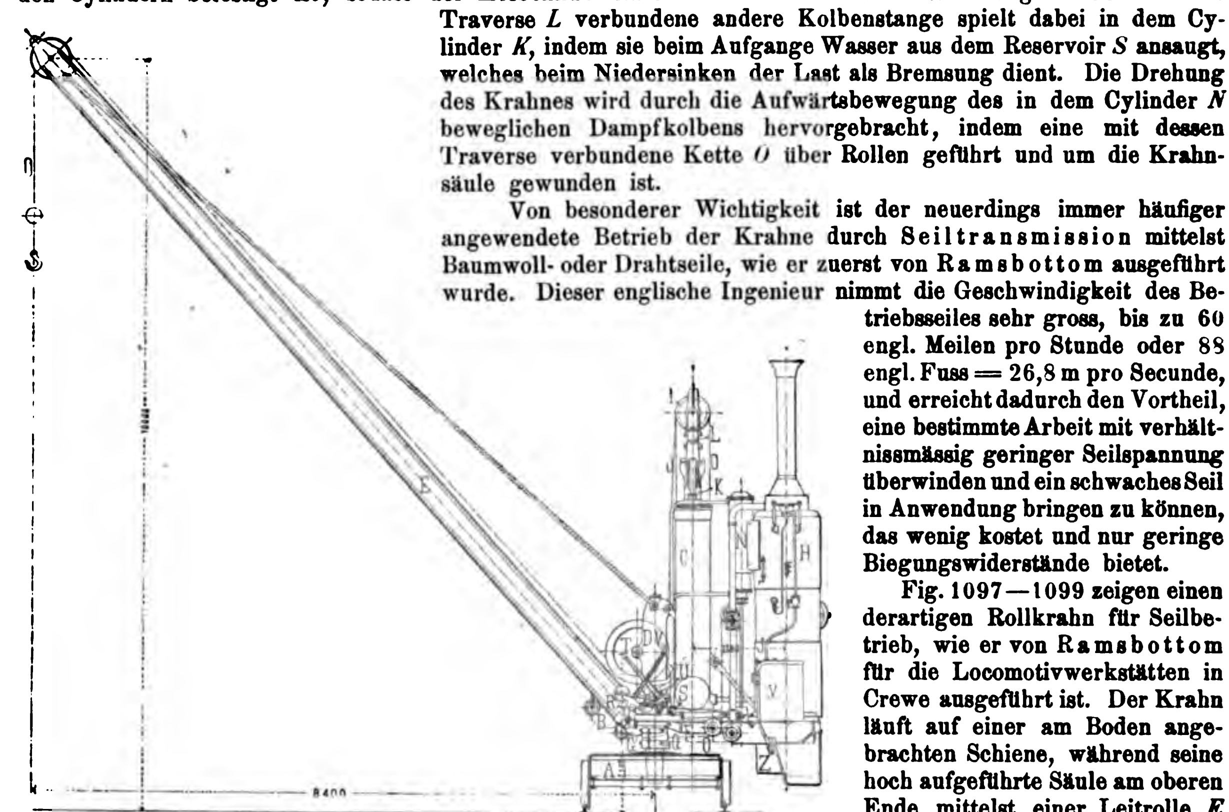


Fig. 1096.

Von besonderer Wichtigkeit ist der neuerdings immer häufiger angewendete Betrieb der Krahne durch **Seiltransmission** mittelst Baumwoll- oder Drahtseile, wie er zuerst von **Ramsbottom** ausgeführt wurde. Dieser englische Ingenieur nimmt die Geschwindigkeit des Betriebsseiles sehr gross, bis zu 60 engl. Meilen pro Stunde oder 88 engl. Fuss = 26,8 m pro Secunde, und erreicht dadurch den Vortheil, eine bestimmte Arbeit mit verhältnissmässig geringer Seilspannung überwinden und ein schwaches Seil in Anwendung bringen zu können, das wenig kostet und nur geringe Biegungswiderstände bietet.

Fig. 1097—1099 zeigen einen derartigen Rollkrahn für Seilbetrieb, wie er von **Ramsbottom** für die Locomotivwerkstätten in Crewe ausgeführt ist. Der Krahn läuft auf einer am Boden angebrachten Schiene, während seine hoch aufgeführte Säule am oberen Ende mittelst einer Leitrolle *E* zwischen Schienen F_1 aus ⊢⊣-Eisen geführt wird. Das von der Dampfmaschine bewegte Treibseil ist derartig über drei Spurscheiben $a_1 a_2 a_3$ gelegt, dass es die mittlere Scheibe a_1, welche auf der in der Mitte der hohlen Krahnsäule *A* angebrachten stehenden Welle *a* festgekeilt ist, zur Hälfte umschlingt. Infolge dieser Anordnung wird die stehende Welle in jeder Stellung des Krahnes von dem Treibseile umgedreht. Die Lastkette wickelt sich auf die Windetrommel *T*, welche durch Zahnräder z_1 z_2 die Bewegung von einer endlosen Schraube *C* erhält. Die Welle dieser Schraube ist mit einem Frictionskegel versehen, während die Krahnachse den zugehörigen Doppelkegel auf einer Feder verschiebbar trägt. Ein Heben oder Senken dieses Doppelkegels durch den Hebel *k* veranlasst daher eine Drehung der Schraube ohne Ende in dem einen oder anderen Sinne, sodass dadurch die Last gehoben oder gesenkt wird. Die Drehung der Laufachsen *C* wird in ähnlicher Weise durch den Hebel *p* bewirkt, indem durch denselben die Kegelräder $e_1 e_2$ auf der Welle *d* mit dem Rade *e* auf der verticalen Welle in Eingriff gebracht werden. Der Ausleger *G* stützt sich unten mittelst einer Rolle *H* gegen den konischen Ansatz der Krahnsäule und wird einfach durch die Zugkraft des Arbeiters gedreht.

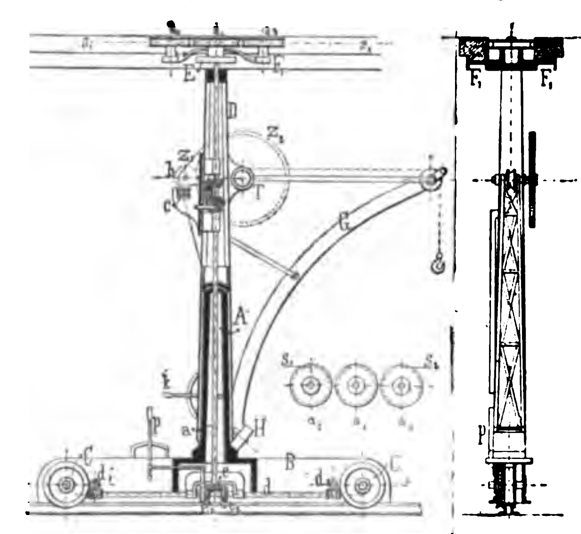


Fig. 1097—1099.

6. Laufkrahne.

Die Laufkrahne sind Hebevorrichtungen, welche auf einer Schienenbahn verschiebbar sind und neben der Hebung der Last eine Bewegung derselben in horizontaler Richtung gestatten. Sie sind Winden auf fahr baren Hochgerüsten und deshalb nicht eigentlich den Krahnen zuzurechnen, da ihnen das charakteristische

Merkmal derselben, der Ausleger, gänzlich fehlt; es soll jedoch hier mit Rücksicht auf den herrschenden Sprachgebrauch der Name Laufkrahn beibehalten werden. Die Bewegung des Krahngerüstes und der Winde, sowie die Hebung der Last geschieht bei kleineren Laufkrahnen durch Handbetrieb, für grössere Leistungen neuerdings mit Vortheil durch Elementarkraft. Je nach der Anordnung des Gerüstes und der Fahrbahn unterscheidet man Bock- und Decken-Laufkrahne.

Bock-Laufkrahne werden besonders im Freien gebraucht, wo ein festes Gerüst schlecht anzubringen ist, also besonders bei Bauausführungen und auf Bahnhöfen. Ihre Krahnbrücke erhält zu beiden Seiten hohe gerüstförmige Füsse, welche unten mit Laufrädern versehen werden, mittelst welcher die Krahne auf den im Niveau des Terrains liegenden Laufschienen transportirt werden.

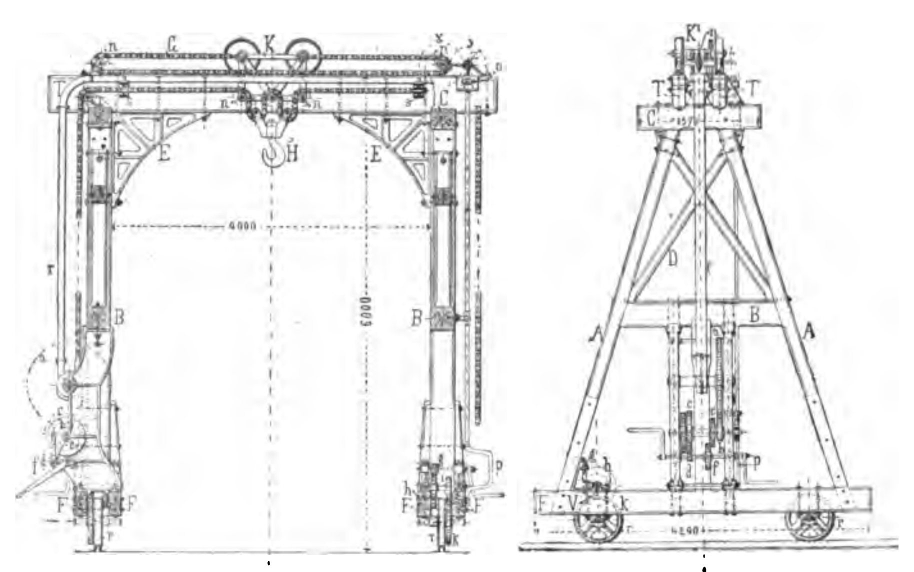


Fig. 1100—1101.

Einen derartigen Bockkrahn zeigen Fig. 1100 bis 1101. Das Gerüst *A*, *A* desselben ist ganz aus Holz gebildet, Säulen und Träger sind durch gusseiserne Consolen *E* fest miteinander verbunden. Besonders hervorzuheben ist die ausschliessliche Anwendung der Galle'schen Gelenkkette *G* und die derselben angepasste Construction der Laufkatze *K*. Das freie Ende der Lastkette wird in einem Rohr *r* aufwärts und über das Gerüst hinweggeführt, während das andere Ende in dem gusseisernen Querstück *s* befestigt ist. Die an dem einen Fusse des Gerüstes angebrachte Winde ist mit doppeltem verschiebbaren Vorgelege *b*, *c*, *d*, *e*, *f* versehen; die Laufkatze wird bewegt durch die Kurbel *p* und die Zahnräder *u*, *y*, *z*, *x*. Eine Transportvorrichtung *g*, *h*, *i*, *k* zur Bewegung des Krahnes befindet sich an jeder Seite desselben.

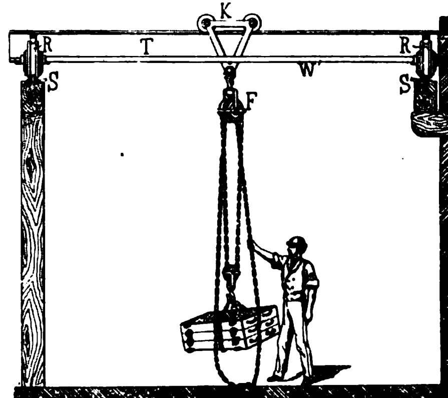


Fig. 1102.

Decken-Laufkrahne werden besonders in Giessereien, Montirungswerkstätten u. dgl. gebraucht und unterscheiden sich von den Bockkrahnen dadurch, dass die Krahnbrücke direct auf Schienen bewegt wird, welche auf Mauerbänken oder Säulen ruhen. Die Träger, welche die Brücke bilden, werden für kleinere Krahne in Holz, für grössere in Eisen ausgeführt.

Ein Deckenlaufkrahn einfachster Construction ist in Fig. 1102 abgebildet. Er besteht nur aus einem mit Laufrädern *R* versehenen eisernen Träger *T*, auf welchem ein die Katze *K* bildendes Dreieck mit daran hängendem Differentialflaschenzug *F* verschiebbar angeordnet ist. Die beiden Horizontalbewegungen der Last werden nur durch den Zug des Arbeiters bewirkt.

Fig. 1103—1104 zeigen einen Laufkrahn mit hölzernen Brückenträgern. Die mit einer Bremse *S* versehene Winde wird durch ein besonderes Vorgelege auf Schienen aus Rundeisen bewegt, während die Verschiebung des ganzen Krahnes durch einen an der Brücke angeschraubten Bock *V* mittelst Handkurbeln und Kegelräder bewirkt wird. Zu beiden Seiten der Winde sind Trittbreter für den Arbeiter angebracht.

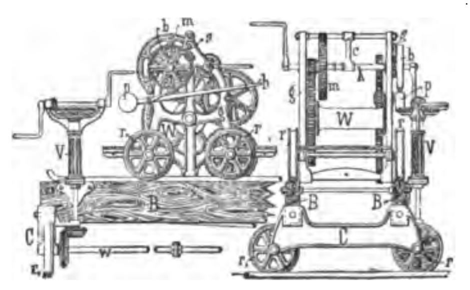


Fig. 1103—1104.

Auf Taf. 6 Bd. II sind mehrere grössere Laufkrahne für Montirungswerkstätten dargestellt. Fig. 1—8 zeigen zwei Krahne von Collet & Engelhard in Offenbach a. M. mit deren oben beschriebenen Archimedischen Patent-Hebewerkzeugen. Der eine derselben, Fig. 1—5, ist

für eine Tragfähigkeit von 5000 kg construirt und hat zwei verschiedene Aufzugsgeschwindigkeiten. Die Kettentrommeln sind in einem die Laufrollen tragenden Rahmen übereinander gelagert (Fig. 4 u. 5), ihr Antrieb erfolgt durch eine Schnecke, welche durch Ein- oder Ausrücken von zwei verschiedenen Rädereingriffen getrieben wird. Das Ein- und Ausrücken dieser Räder geschieht durch Handketten von unten, ebenso das Auf- und Ablassen der Last. Die Bewegung der Laufkatze auf den Laufschienen und die des Laufwagens auf den Längslaufbahnen wird von der Seite der letzteren durch Seilscheiben und Seile ebenfalls von unten aus bewirkt. Für grössere Belastungen, von 15000—75000 kg, werden die Kettentrommeln nebeneinander gelagert.

Fig. 1105—1106.

Der in Fig. 6—8 dargestellte Krahn, welcher ebenfalls 5000 kg Tragfähigkeit besitzt, hat einfache Aufzugsgeschwindigkeit. Die Kettentrommeln sind wie vorher gelagert, ihr Antrieb findet in derselben Weise wie bei den Flaschenzügen statt. Die Bewegung der Laufkatze geschieht durch Handkettenrad und Kette, ebenso die Bewegung des Wagens, und zwar die letztere von einem auf der seitlichen Welle des Wagens befestigten Kettenrad aus. Das Heben und Senken der Last wird von unten aus ebenfalls durch Handketten bewirkt.

Fig. 9—10 und 11—12 veranschaulichen zwei Krahne von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden. Die Brücken beider Krahne bestehen aus je zwei miteinander verbundenen I-Trägern, an welchen seitlich die Laufräder des Wagens sich befinden. Die Bewegung geschieht bei dem Krahn Fig. 9—10 durch ein mit der Achse der Laufräder in Verbindung stehendes Vorgelege, welches durch Kurbeln von einer mit dem Wagen verbundenen Plattform aus betrieben wird. Die Winde hat doppeltes Vorgelege nebst Sperrad und Bremse und wird mittelst eines auf der Laufradachse sitzenden Triebes durch eine Handkurbel auf dem Wagen verschoben. Die Galle'sche Kette ist mit beiden Enden an der Winde befestigt und läuft durch ein kurzes Rohr über eine Kettennuss.

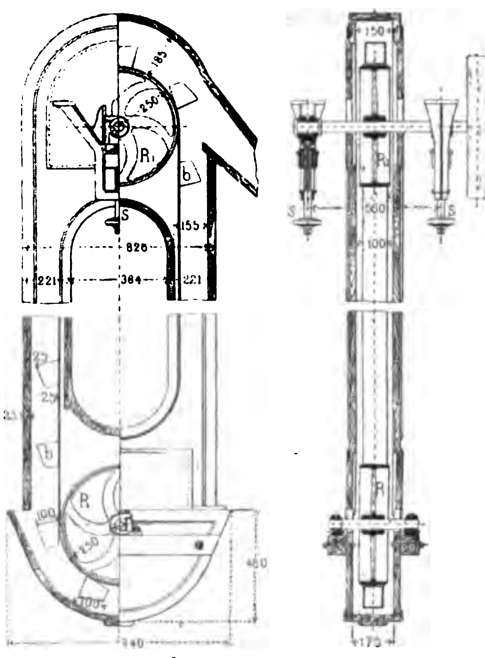


Fig. 1107—1108.

Die Construction des Krahnes Fig. 11—12 unterscheidet sich nur dadurch von der eben besprochenen, dass hier sämmtliche Bewegungen von unten aus durch Kettenräder und Ketten resp. Seile geschehen.

Da die Bewegungen der Last bei Handbetrieb sehr langsam vor sich gehen, so hat man in neuerer Zeit zur Erreichung grösserer Leistungen mit Vortheil Dampfbetrieb für die Laufkrahne in Anwendung gebracht. Zu diesem Zwecke setzt man entweder wie bei den Rollkrahnen eine Dampfmaschine auf die eine Seite der Krahnbrücke, welche sämmtliche Bewegungen des Krahns direct bewirkt, oder man wendet besser nach dem Vorgange von Ramsbottom Seilbetrieb an, wie dieses bereits bei den Rollkrahnen erwähnt wurde. Die Anordnung eines derartigen Laufkrahns zeigen Fig. 1105—1106. An den aus Holz und Eisen gebildeten Brückenträgern sind die verticalen Spindeln der vier Seilrollen $c_1 c_2 c_3 c_4$ befestigt, um welche das endlose Seil ss läuft. Dieses ist an beiden Enden des Werkstättenraumes über zwei grosse Scheiben geführt, von denen die eine von der Dampfmaschine betrieben wird, während die andere, welche in einer horizontalen Führung verschiebbar ist, durch ein Gewicht das endlose Seil in Spannung erhält. Mit der Rolle c_1 sind die beiden Frictionsscheiben $d_1 d_2$ verbunden, von denen jede einzeln durch einen Handhebel mit der Frictionsscheibe einer horizontalen Hilfswelle in Berührung gebracht werden kann, sodass diese letztere nach Belieben links oder rechts herumgedreht wird. Die Welle steht mit einer zweiten, längs der Brücke gelagerten Welle f in Verbindung und diese wieder durch Zahnräder mit den Laufachsen, sodass man durch besagten Handhebel die Verschiebung der Brücke erreicht. Drückt man durch die Druckrollen g_2 oder g_3 die bezw. Seilstücke s_2 oder s_3 in die Rinne der auf der verticalen Spindel g befestigten Scheibe g_1 ein, so wird diese Spindel

in dem einen oder anderen Sinne umgedreht und bewegt zugleich die Windetrommel t, mit der sie durch ein Schneckenrad in Verbindung steht. Die Scheibe g ist mit zwei Rinnen verschiedenen Durchmessers versehen, um das Senken der Last schneller als das Heben bewirken zu können. Auf dieselbe Weise wird durch die Scheiben h_2 und h_3 die Scheibe h in Bewegung gesetzt und damit der Wagen auf der Brücke verschoben.

Der Betrieb der Transmissionen bei Laufkrahnen durch Dampfkraft ist allerdings empfehlenswerth bei rascher Förderung grosser Lasten oder bei Massenförderung, aber er bedingt eine sehr complicirte Einrichtung der Arbeitsmaschine, auch ist die Seiltransmission infolge der bedeutenden Geschwindigkeit der treibenden Seilstränge nicht gefahrlos.

Elevatoren. Die Elevatoren sind Kübelwerke, welche in Mühlen, Brauereien u. dgl. zur Förderung von Kleinmaterialien auf mittlere Höhen dienen. Die Fördergefässe werden auf endlosen Seilen, Ketten oder Riemen in gleichen Zwischenräumen aufgezogen und mit diesen über Trommeln oder Scheiben geführt. Der Antrieb der treibenden Welle erfolgt dabei durch Hand- oder Elementarkraft, während die getriebene Welle meist in verstellbaren Lagern ruht, um die Streckung der die Kraft übertragenden Seile unschädlich zu machen.

Einen solchen Elevator zeigen Fig. 1107—1108. Die auf dem Riemen befestigten Aufzugbecher b aus Eisenblech fassen im unteren Theile des umschliessenden Gehäuses das zu fördernde Material, um es oben auszuschütten.

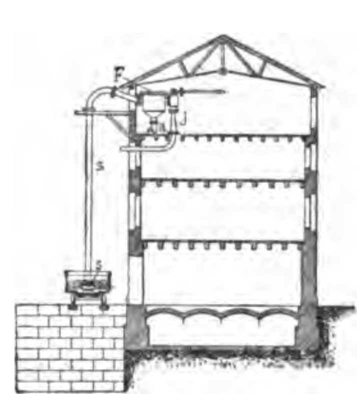


Fig. 1109.

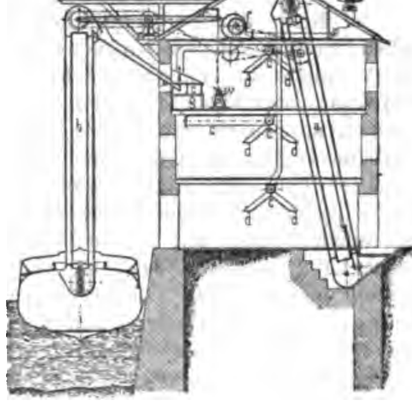


Fig. 1110.

In neuerer Zeit haben Gebrüder Körting in Hannover mit Vortheil den Injector zur Hebung verwendet. Die Anordnung eines derartigen Injector-Elevators ist in Fig. 1109 dargestellt. F ist das in Förderhöhe aufgestellte Gefäss, J der Injector, s das Sauggefäss, s_1 die Saugleitung, a das durch eine Klappe verschliessbare Abfallrohr. Das nach F geförderte Material verliert die ihm durch den Luftstrom ertheilte grosse Geschwindigkeit, sinkt durch sein Eigengewicht nieder und gelangt in das Abfallrohr, dessen Länge so zu bemessen ist, dass dem niedersinkenden Materiale von aussen kein Luftstrom entgegen treten kann.

Wir geben schliesslich noch in Fig. 1110 eine von Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M. angegebene ideelle Einrichtung eines am Wasser oder an einem Bahngeleise befindlichen Körner-Magazins mit Maschinenbetrieb. Es ist a ein feststehender Elevator, b ein beweglicher Elevator, c sind Transport-Schnecken, d drehbare Ausläufe derselben, e Staubfang, f Exhaustor und g automatische Waage. Wie man sieht, ist mit sehr einfachen Hilfsmitteln eine höchst zweckmässige Einrichtung erreicht worden.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Karmarsch und Heeren, Technisches Wörterbuch. Prag, A. Haase.

Riedler, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia. Wien, Faesy & Frick.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig, C. A. Schwetschke & Sohn.

Uhland, Kalender für Maschinen-Ingenieure. Leipzig, Baumgärtner.

Weisbach-Herrmann, Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. Braunschweig, Fr. Vieweg & Sohn.

XII. Schiffbau.

Das Deplacement.

Nach den hydrostatischen Gesetzen verdrängt ein schwimmender Körper, also auch ein in stillstehendem Wasser schwimmendes Schiff, eine Wassermenge, deren Gewicht gleich ist seinem Eigengewicht. Das Volumen der von einem schwimmenden Schiffe verdrängten Wassermenge nennt man das Deplacement. Man kann zwei Arten desselben unterscheiden, nämlich das Deplacement des beladenen und das des unbeladenen, nur durch sein Eigengewicht Wasser verdrängenden Schiffes; die Differenz beider nennt man das nützliche Deplacement oder auch die Tragfähigkeit, welche natürlich verhältnissmässig desto grösser sein wird, je kleiner das Eigengewicht des Schiffes ist. Das Volumen des Deplacements drückt man gewöhnlich aus in englischen Kubikfussen oder auch in Kubikmetern. Multiplicirt man das Gewicht eines Schiffes in englischen Tonnen mit 35, so erhält man das Deplacement in englischen Kubikfussen, weil 1 Tonne engl. gleich ist 2240 Pfund engl. und das Gewicht eines Kubikfusses Seewasser 64 Pfd. beträgt. Ist das Schiffsgewicht in metrischen Tonnen (1 Tonne = 1000 kg) gegeben, so erhält man das Deplacement in Kubikmetern, wenn man ersteres mit 0,9756 multiplicirt, da das Gewicht eines Kubikmeters Seewasser in der Regel zu 1025 kg angenommnn wird.

Ist der Tiefgang eines Schiffes bestimmt, so kann das Deplacement desselben nach der Zeichnung genau berechnet werden unter Anwendung der Simpson'schen Regel. Man theilt die ganze Länge des Schiffes in eine gerade Zahl gleicher Theile, legt durch die Theilpunkte Querschnittsebenen durch das Schiff und misst oder berechnet die unter Wasser liegenden Theile dieser Schnittebenen. Die erhaltenen Werthe werden in die folgende Formel für z_0, z_1, z_2 u. s. f. entsprechend eingeführt. Die Entfernung zwischen je zwei Querschnitten sei mit d bezeichnet. Das Deplacement ist dann

$$V = \frac{d}{3}\left[z_0 + z_n + 4\,(z_1 + z_3 + z_5 + \ldots) + 2\,(z_2 + z_4 + z_6 \ldots)\right]$$

Zur näherungsweisen Bestimmung des Deplacements möge Folgendes dienen: Bezeichnet L die Länge eines Schiffes in der Wasserlinie, B die Breite, T den mittleren Tiefgang desselben, so drückt das Product LBT den kubischen Inhalt eines dem eingetauchten Schiffstheile umschriebenen Parallelepipeds aus und wird das Deplacement mithin einen Bruchtheil desselben repräsentiren. Das Verhältniss des Deplacements V zum Volumen des Parallelepipeds nennt man den Völligkeitsgrad, Völligkeitscoefficienten oder auch kurzweg die Völligkeit des Schiffes. Bezeichnen wir ihn mit φ, so ist $\varphi = \frac{V}{LBT}$; $V = \varphi\, LBT$.

In folgender Tabelle sind für verschiedene Schiffsclassen die Völligkeitscoefficienten angegeben, bei deren Anwendung sich eine ziemlich gute Uebereinstimmung mit den practischen Ausführungen ergiebt:

Segelschiffe.		Dampfschiffe	
Schiffsclasse	Völligkeitscoefficient φ	Schiffsclasse	Völligkeitscoefficient φ
Sehr schnelle Schiffe	0.46	Grosse Ocean-Raddampfer	0,45—0,57
Schnelle Schiffe	0,56	Mittelgrosse Raddampfer	0,45—0,57
Mittelscharfe Schiffe	0,6	Flussdampfer	noch grösser
Mittelvolle Schiffe	0,63	Ocean-Schraubendampfer	0,5—0,66
Flachgehende, völlige Schiffe	0,72	Mittelgrosse Schraubendampfer	0,5—0,66

Um das Deplacement für jeden beliebigen Tiefgang des Schiffes schnell ohne Rechnung finden zu können, bedient man sich der sogenannten Deplacementscurve, welche Fig. 1111 veranschaulicht. Die Strecke $\overline{AB}$ stellt den grössten Tiefgang des Schiffes dar, sodass der Punkt A die Unterkante des Kieles bezeichnet. Senkrecht darauf, im Punkte B, ist die Linie BC errichtet, deren Länge in einem passenden

Maasstabe dem ganzen Deplacement bei voller Ladung entspricht. Ebenso sind für den Tiefgang $\overline{AD}$, $\overline{AF}$ u. s. f. die Deplacements berechnet, und nach demselben Maasstabe Strecken $\overline{DE}$, $\overline{FG}$ u. s. w. dargestellt. Die Verbindungslinie der Endpunkte dieser Ordinaten ist die Deplacementscurve. Will man für einen beliebigen Tiefgang das Deplacement wissen, so trägt man von A aus die betreffende Strecke Ax ab, und es stellt die Ordinate xy das gesuchte Deplacement dar.

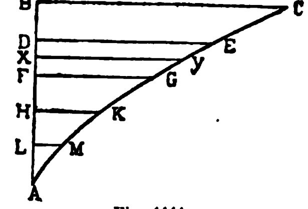


Fig. 1111.

Der Auftrieb.

Auf jeden Punkt der Schiffsoberfläche wirkt der Wasserdruck normal zu dem betreffenden Flächenelemente und es ist die Grösse dieses Druckes abhängig von der Tiefe des Flächenelementes unter dem Wasserspiegel. Diesen Normaldruck kann man sich zusammengesetzt denken aus 3 Componenten, deren je eine vertical, horizontal querschiffs und horizontal in der Längenaxe des Schiffes wirkt. Denkt man sich alle auf die eingetauchte Schiffswandung wirkenden Drucke in dieser Weise zerlegt, so heben sich die Horizontaldruckcomponenten gegenseitig auf, das Schiff bekommt durch sie keine Bewegung. Die Verticalcomponenten hingegen bilden in ihrer Summe den sogenannten Auftrieb oder die Schwimmkraft. Dieselbe ist gleich dem Gewichte des verdrängten Wassers und wird durch das Gesammtgewicht des Schiffes ausbalancirt. Die Ausdrücke Deplacement, Auftrieb und Schwimmkraft werden oft miteinander vertauscht.

Reserveauftrieb oder Reserveschwimmkraft.

Reserveauftrieb oder Reserveschwimmkraft ist die Schwimmkraft des über Wasser befindlichen, wasserdichten Theiles und giebt zusammen mit der des eingetauchten Schiffstheiles die Totalschwimmkraft des Schiffes. Bei Kauffahrteischiffen soll das Minimum der Reserveschwimmkraft 20 bis 30 Proc. vom Auftrieb betragen, während Kriegsschiffe zuweilen einen Reserveauftrieb haben, welcher grösser ist als der letztere, und zwar sind dies Schiffe mit hohem Freibord und mit feinen Linien unter Wasser. Bei unterseeischen Fahrzeugen darf für den Fall des Untertauchens keine Reserveschwimmkraft vorhanden sein, es muss vielmehr das Schiff so eingerichtet sein, dass das Gewicht desselben ein wenig grösser gemacht werden kann, als der Total-Auftrieb beträgt, wodurch dann das Sinken eintreten wird; für erwünschten Stillstand unter Wasser in Bezug auf Verticalbewegung muss das Gewicht des Schiffes gleich dem Auftrieb, für Steigen ein wenig kleiner sein. Diese Gewichtsveränderungen bringt man hervor durch Eintretenlassen von Wasser in den Schiffskörper und Herausdrängen desselben mittelst comprimirter Luft. Man hat auch andere Vorrichtungen für diesen Zweck, das Princip aller ist jedoch, das Deplacement etwas grösser oder kleiner machen zu können, als dem Gewicht des Schiffes entspricht. Tritt durch ein Leck oder durch ein Zusammenbrechen der See über dem Verdeck soviel Wasser in ein Schiff ein, dass sein Gewicht grösser wird als seine totale Schwimmkraft, d. h. ist die eingetretene Wassermenge grösser als die dem Deplacement des Reserveauftriebs entsprechende, so geht das Schiff unter. Der Gefahr des Sinkens eines Schiffes sucht man dadurch zu begegnen, dass man dasselbe in einzelne wasserdichte Abtheilungen eintheilt, sodass, wenn das Schiff ein Leck bekommt, nur immer eine solche sich füllen kann. Um soviel Procent, als das Volumen eines solchen abgeschlossenen Raumes vom ganzen Deplacement beträgt, wird natürlich die Schwimmkraft des Schiffes bei Füllung des ersteren vermindert werden. Die Herstellung solcher wasserdichten Abtheilungen wird bewirkt durch verticale Querschotten, verticale Längsschotten, horizontale Decks oder auch durch sogenannte Doppelböden. Manche Kriegsschiffe sind so construirt, dass sich sogar 6 Abtheilungen füllen können, ohne dass das Schiff zum Sinken kommt.

Vermessung und Tonnengehalt der Schiffe.

Der Tonnengehalt wird entweder durch Berechnung der Grösse des Laderaumes gefunden, oder auch nur durch Multiplication der Hauptdimensionen des Schiffes miteinander und mit einem gewissen Coefficienten. Die erste Methode giebt einen mehr oder minder genauen Ausdruck für die Tragfähigkeit, während man mittelst der letzteren eine Vergleichszahl erhält, die nur unter bestimmten Voraussetzungen einigen Werth hat. Bei Bestimmung des Tonnengehaltes hat man zu unterscheiden die Gewichtstonne, die Raumtonne und die Registertonne.

Die Gewichtstonne ist eine Gewichtseinheit, welche in den verschiedenen Seestaaten variirt, die Raumtonne das Maass einer kubischen Einheit, während die Registertonne eine von den Hauptdimensionen des Schiffes abhängige Grösse ist.

Die gebräuchlichsten Messmethoden zur Bestimmung des Tonnengehaltes sind die englische, die französische und die deutsche Messmethode.

A. **Englische Messmethode.** a. Aeltere Methode (Builder's Old measurement). Es bedeuten: L die Länge im oberen Deck von Aussenkante zu Aussenkante Sponung der beiden Steven, horizontal

gemessen, B die grösste Breite auf Aussenkante der Planken weniger der doppelten Differenz zwischen der Stärke der Bergholzplanken und der Bodenplanken (10 bis 11 Zoll engl. bei grossen, 3 bis 4 Zoll bei kleinen Schiffen). Bei eisernen Schiffen ist dieser Abzug nur dann gebräuchlich, wenn Panzerplatten über der eigentlichen Schiffshaut vorstehen. Es ist dann der Tonnengehalt $B\,O\,M = \frac{(L - {}^3/_5\,B)\,B^2}{188}$.

Die Vorschriften für Builder's Old measurement gestatten den Bau von Schiffen von zwar kleinem Normaltonnengehalt, aber verhältnissmässig grosser Tragfähigkeit, indem die Tiefe im Verhältniss zur Breite sehr gross gewählt, dem Hintersteven ein starker Fall gegeben wird u. s. w. Diese schmalen Schiffe bieten jedoch nur geringe Sicherheit.

b) Gross-Registertonnengehalt oder Bruttotonnengehalt ist der Tonnengehalt aller geschlossenen Räume des Schiffes, nicht nur der zur Aufnahme der Ladung dienenden. (Den Tonnengehalt der Räume, welche ausschliesslich zur Aufnahme von Gütern und Passagieren dienen, nennt man den Nettogehalt oder einfach Registertonnengehalt.) Es sei L = Länge am Oberdeck von Vorkant-Spundung am Vordersteven bis zur Hinterkante der Spundung am Hintersteven, B = grösste Breite des Schiffes aussenbords, U = Umfang des Fahrzeuges mittelst einer unter dem Schiffsboden durchgezogenen Kette unterhalb des Oberdecks gemessen.

1. Für hölzerne und Composit-Schiffe: Grossregistertonnengehalt $= \frac{17}{10000}\left(\frac{U+B}{2}\right)^2 L$ in engl. Maass, $= 0{,}353 \,.\, 0{,}17 \left(\frac{U+B}{2}\right)^2 L$ in Metermaass.

2. Für eiserne Schiffe: Grossregistertonnengehalt $= \frac{18}{10000}\left(\frac{U+B}{2}\right)^2 L$ in englischem Maass, $= 0{,}353 \,.\, 0{,}18 \left(\frac{U+B}{2}\right)^2 L$ in Metermaass.

B. **Französische Messmethode.** 1. Segelschiffe. Bezeichnen: L die Länge im oberen Deck von Innenkante zu Innenkante beider Steven, L_1 die Länge des Kieles, B die grösste Breite auf Aussenkante der Planken, H die Tiefe von Oberkante Sandstrak und Kielschwein bis zur Oberkante des Oberdeckbalkens (in Metern), so ist der Tonnengehalt a) für Schiffe mit einem Deck $= \frac{LBH}{3{,}8}$ Tonneaux, b) für Schiffe mit zwei Decks $= \frac{L+L_1}{2} \cdot \frac{BH}{3{,}8}$ Tonneaux.

2. Dampfschiffe. Hier ist B zu messen unter dem Verdeck im Maschinenraum auf der Wägerung unter der Radwelle und sodann der Tonnengehalt $= {}^3/_5\,\frac{LBH}{3{,}8}$ Tonneaux.

C. **Deutsche Messmethode.** Laut Gesetz vom 5. Juli 1872 ist auch in Deutschland die englische Registertonne eingeführt; die Art der Vermessung selbst jedoch zeigt einige Abweichungen von der englischen, indem bei Dampfschiffen der Rauminhalt des Maschinen- und Kesselraumes incl. der festen Kohlenbunker gemessen und vom Bruttogehalte abgezogen wird. Dieser Abzug darf incl. der übrigen abzuziehenden Räume keinesfalls mehr als 50 Procent vom ganzen Tonnengehalt betragen. Für Bugsirdampfer findet insofern eine Ausnahme statt, als bei ihnen der ganze, für Maschine, Kohlen und Mannschaft erforderliche Raum abgerechnet wird. Kohlenräume, welche durch eine Thür mit dem Laderaum in Verbindung stehen, werden zum Laderaum gerechnet.

Die statische Stabilität der Schiffe.

Ein in stillem Wasser frei schwimmendes Schiff ist im Gleichgewichtszustande, wenn das Gewicht der von ihm verdrängten Flüssigkeit, d. h. sein Auftrieb gleich ist seinem Gewicht und wenn der Schiffsschwerpunkt und der Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit in einer und derselben Verticallinie liegen. Man unterscheidet hierbei eine stabile und eine labile Gleichgewichtslage, je nachdem das Schiff, wenn es aus seiner ursprünglichen Stellung durch eine Kraft (z. B. den Segeldruck) abgelenkt ist, von selbst wieder in dieselbe zurückgeht, oder sich noch mehr von ihr entfernt. Es herrscht immer stabiles Gleichgewicht, wenn der Schwerpunkt des Schiffes tiefer liegt als der des verdrängten Wassers; liegt er höher, so kann stabiles Gleichgewicht stattfinden, aber auch labiles.

Fig. 1112—1113 stellen den Querschnitt eines Schiffes in aufrechter Lage dar, wobei S die Lage des Schiffsquerschnittes bedeutet, D die des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit (Deplacementsschwerpunkt). Der Schiffsschwerpunkt S ist der Angriffspunkt der Resultirenden G, mit welcher die Schwere das Schiff nach abwärts zieht, während in D die Resultirende A, mit welcher das Wasser das Schiff nach aufwärts treibt, angreift. Erhält das Schiff eine schräge Lage, Fig. 1112, so rückt der Deplacementsschwerpunkt infolge der eigenthümlichen Form des Schiffes nach D und es bildet sich ein Kräftepaar G und A,

welches das Schiff in seine frühere Lage zurückbringen will. Würde bei dieser Neigung der Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit links von der durch den Schwerpunkt des Schiffes gehenden Verticallinie xy zu liegen kommen, so würde das entstandene Kräftepaar das Schiff noch mehr von der Gleichgewichtslage abzulenken suchen, d. h. die Gleichgewichtslage wäre in dem Falle eine unstabile. **Gut construirte Schiffe müssen immer stabiles Gleichgewicht haben.** Den Punkt M, in welchem die durch D gehende verticale Auftriebsrichtung bei einer schwachen Neigung des Schiffes die sogenannte Schwimmaxe $\overline{ab}$ schneidet, nennt man das Metacentrum, und ist dessen Entfernung vom Schiffsschwerpunkt S nahezu constant. Multiplicirt man diese Entfernung mit dem Sinus des Ablenkungswinkels, so erhält man den Hebelarm des Kraftmomentes, welches das Schiff in die aufrechte Lage zurückzubringen sucht. Das **Stabilitätsmoment** ist demnach, wenn α den Ablenkungswinkel, A die Grösse des Auftriebes bedeutet:

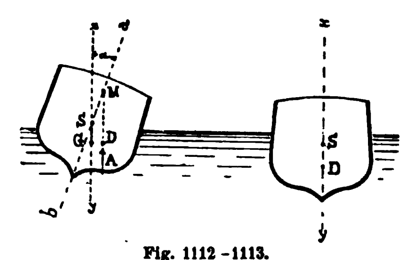


Fig. 1112 - 1113.

$$M_s = A \cdot \overline{SM} \sin \alpha.$$

Aus Vorstehendem kann man auch die **Steifigkeit** eines Schiffes bestimmen, d. h. die Kraft finden, welche dasselbe einer Neigung querschiffs entgegensetzt. Ein Schiff wird um so steifer sein, je grösser die Entfernung zwischen Metacentrum und Schiffsschwerpunkt, d. h. seine metacentrische Höhe, um so weniger steif, je kleiner letztere ist. Bei jeder Schiffsconstruction muss die metacentrische Höhe so gross sein, dass die Steifigkeit des Schiffes eine genügende ist, ohne dass deswegen die Stetigkeit beeinträchtigt, d. h. das Schiff allzu sehr von den Wellen beeinflusst wird; vielmehr soll letzteres seine aufrechte Lage immer ziemlich beibehalten. Bei der Wahl der metacentrischen Höhe bietet die Praxis die besten Anhaltspunkte und sind deshalb in folgender Tabelle für verschiedene Schiffsclassen einige Erfahrungswerthe angegeben.

Schiffsclasse	Höhe des Metacentrums $= MS$	
	Fuss	Meter
1. Schrauben-Linienschiffe (Zweidecker), wie solche noch in der engl. und franz. Marine existiren	$4^1/_2$—$6^1/_2$	1,37—2,00
2. Schraubenfregatten und Corvetten des älteren Typus	4—5	1,22—1,52
3. Schraubenfregatten des neuen Typus mit grosser Geschwindigkeit	$2^1/_2$—3	0,76—0,91
4. Schraubencorvetten von neuerer Construction	$2^3/_4$—$3^1/_2$	0,74—1,07
5. Classe der kleineren seefähigen Schiffe	$2^1/_4$—3	0,69—0,91
6. Bugsirdampfer und nicht seefähige Schiffe	$1^1/_2$—2	0,45—0,60

In der Praxis bestimmt man in der Regel die Lage des Metacentrums in Bezug auf die Lage des Deplacementschwerpunktes bei aufrechter Stellung des Schiffes. Die Entfernung MD vom Deplacementsschwerpunkt bis Metacentrum ist dann

$$MD = \frac{\text{Trägheitsmoment der oberen Wasserlinie in Bezug auf die Längenaxe}}{\text{Volumen des Deplacements}}$$

oder nach der Simpson'schen Formel

$$MD = {}^4/_9 \, \triangle x \frac{1}{V} \left({}^1/_2 \, y_0{}^3 + 2\, y_1{}^3 + y_2{}^3 + 2\, y_3 + \ldots + 2\, y_{n-1}{}^3 + {}^1/_2 \, y_{2n}{}^3 \right)$$

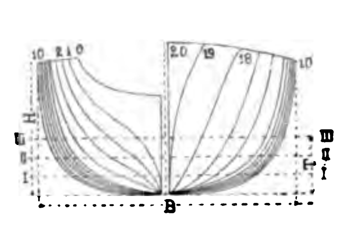
wobei $y_0 \ldots . y_{2n}$ die Ordinaten der oberen Wasserlinie, $\triangle x$ deren Abstand voneinander, V das Deplacementsvolumen bedeuten.

Der Deplacementsschwerpunkt liegt annährungsweise zwischen $^2/_5$ und $^9/_{20}$ des mittleren Tiefganges eines Schiffes, wobei der letzte Werth für Schiffe von voller Form Giltigkeit hat. Der Abstand des Deplacementsschwerpunktes von der oberen Wasserlinie und vom hinteren Perpendikel lässt sich mittelst der Simpson'schen Regel leicht ermitteln. Würde in einem Falle das Metacentrum mit dem Schiffsschwerpunkt zusammenfallen, so würde das Schiff in jeder Lage im Gleichgewicht sein, d. h. es würde, aus einer Stellung in eine andere gebracht, in der letzteren verbleiben; würde hingegen der Schiffsschwerpunkt höher zu liegen kommen als das Metacentrum, so wäre das Schiff nicht mehr stabil, sondern es besässe labiles Gleichgewicht.

Form der Schiffe.

Die Schiffsform ist dann eine gute, wenn durch sie nur ein geringer Widerstand verursacht wird und sie trotzdem genügende Stabilität und zweckmässige Räumlichkeit gewährt. Eine rein wissenschaftliche Ermittelung der zweckmässigsten Schiffsform ist nicht möglich, vielmehr bietet auch hier die Erfahrung die besten Anhaltspunkte. Stehen bei der Construction eines Schiffes die Risse eines als gut anerkannten ausge-

führten Schiffes zur Verfügung, so kann man dasselbe als Modell benutzen und nach demselben die Formen des neuen Schiffes bestimmen. Für die Construction eines Schiffes braucht man den **Wasserlinienriss**, den **Spantenriss** und einen **verticalen Längsschnitt**. Unter **Spanten** versteht man die Schnittlinien von vertical durch das Schiff gelegten Querschnittsebenen mit der Aussenfläche des Schiffes, während **Wasserlinien** die Schnittlinien von Horizontalebenen sind, welche durch den bei normaler Belastung eingetauchten Theil des Schiffes gelegt sind. Zur Benutzung bekannter Schiffsformen dient folgendes Verfahren: Im Wasserlinienriss Fig. 1114—1116 theilt man die ganze Länge in eine Anzahl z. B. 20 gleicher Theile, legt durch die Theilungspunkte Querlinien und misst die Ordinaten der einzelnen Wasserlinien, wobei man einen Maasstab anwendet, der die Schiffsbreite in 1000 Theile theilt. Die gemessenen Werthe werden tabellarisch geordnet.



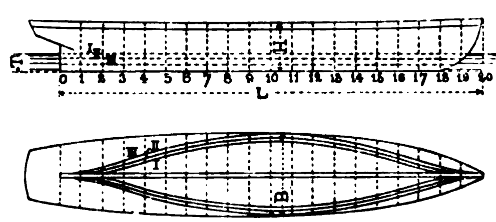


Fig. 1114—1116.

Der Anschauung halber entlehnen wir eine solche Zusammenstellung, wie sie die Ausführung eines Flussschiffes ergab, Redtenbacher's „Resultaten für den Maschinenbau". Die mit x überschriebene Columne enthält die Bezeichnungen der aufeinanderfolgenden Querschnitte (von 0—20), hingegen die mit I, II und III überschriebenen Columnen die Ordinaten der von unten nach aufwärts gezählten, mit gleicher Zahl bezeichneten Wasserlinien. Die letzte Columne enthält die Werthe der Ordinaten für die Decklinie.

Hinterschiff					Hinterschiff				
x	I	II	III	Verdeck	x	I	II	III	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	780	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Nach Aufstellung einer Tabelle in der eben angegebenen Weise werden die Hauptdimensionen des zu construirenden Schiffes, Länge, Breite, Höhe und Eintauchung berechnet, worauf die Aufzeichnung beginnen kann. Es wird ein Maasstab angewendet, der die Breite des neu zu erbauenden Schiffes in 1000 gleiche Theile theilt, und mittelst desselben werden die Tabellenwerthe aufgetragen. Die auf diese Weise ermittelten Wasserlinienpunkte des neuen Schiffes werden durch eine stetige Linie verbunden. Auf diese Weise erhält man eine Schiffsform, welche der des Modellschiffes ähnlich ist. Steht kein Modellschiff durch seine Risse zur Verfügung, so wird das Liniensystem nach verschiedenen Curvenarten gebildet, z. B. durch die Anwendung von **Parabeln**, welche Methode grosse Völligkeit gestattet und von **Nystrom** zuerst angewendet wurde. Eine Schiffsform dieser Art zeigen Fig. 1117—1118. **Scott Russel** bildete die Gestalt des Schiffsrumpfes nach Linien, welche grosse Aehnlichkeit mit den Wellen des Meeres hatten, den **Wellenlinien**, nach welchem System das Gefäss des **Great-Eastern** construirt ist, dessen Wasserlinienriss durch Fig. 1119 dargestellt ist. Die Formen, welche diese Linien ergeben, sind jedoch sehr scharf; auch ergiebt sich für Vorder- und Hinterschiff eine gleiche Form, was mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmt.

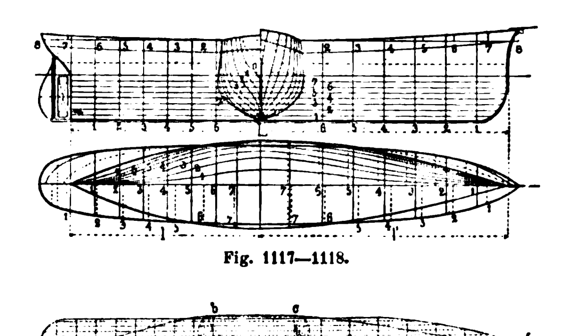


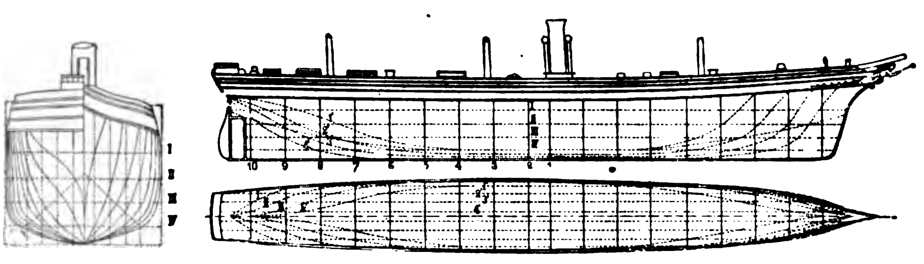
Fig. 1117—1118.

Fig. 1119.

Fig. 1120—1122 zeigen die Form des Schraubenschiffes „Bremen" (Norddeutscher Lloyd), dessen Wasserlinien zwar nicht nach der Wellentheorie gezeichnet sind, die jedoch dem Schiffe eine schlanke, ge-

fällige Gestalt, grossen Fassungsraum und nicht zu scharfe Formen für die Endtheile des Vorder- und Hinterschiffes ertheilen.

In Betreff der Schiffsform sei noch bemerkt, dass das Verhältniss des Areals der oberen Wasserlinie zum umschriebenen Rechteck, dessen Inhalt LB ist, bei den verschiedenen Schiffsarten zwischen 0,7 bis 0,9 (Völligkeitscoefficient der oberen Wasserlinie), das Verhältniss des grössten eingetauchten Querschnittes zum umschriebenen Rechteck BT (Völligkeitscoefficient des Hauptspantes) zwischen 0,6 und 0,88 differirt. Letzterer Werth findet sich bei Flussdampfern, die im allgemeinen meist sehr völlig gebaut sind.


Fig. 1120–1122.

Flusschiffe erhalten meist einen flachen Boden, während der Boden der Landseeschiffe etwas auf Kiel geformt ist.

Hauptverhältnisse des Schiffskörpers.

Bezeichnet wieder L die Länge, B die grösste Breite, T den mittleren Tiefgang eines Schiffes, H dessen Höhe vom Kiel bis zum Verdeck, so finden sich meist folgende Verhältnisse:

Für Dampfschiffe:

Schiffsgattung	$\frac{L}{B}$	$\frac{T}{B}$	$\frac{H}{B}$
Meerschiffe	6 bis 8	0,33 bis 0,5	0,5—0,75
Landseeschiffe	8 bis 10	0,2 bis 0,4	0,5
Flusschiffe	12 bis 15	je nach der Tiefe des Fahrwassers (0,18)	0,4—0,5

Für Segelschiffe:

$\frac{L}{B} = 3$ bis 4,

$\frac{T}{B} = 0,37$ bis 0,48, wobei die kleineren Zahlen für die kleineren, die grösseren für die grösseren Schiffe gelten.

Eigengewicht des leeren Schiffskörpers.

Für kleinere eiserne Rad- und Schraubendampfer, deren Länge L zwischen 34,5 und 41 m, deren Breite B zwischen 4,4 und 5,3 m und deren Tiefe von Kiel bis Verdeck H zwischen 2,3 und 2,7 m differirt, ist das Gewicht des leeren Schiffskörpers G in Kilogrammen $= 139$ bis $145,5\ LBH$ anzunehmen, für grössere hingegen $G = 162$ bis $210\ LBH$.

Widerstand des Schiffes im Wasser.

Der Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt, ist proportional dem eingetauchten Areal des Hauptspantes und dem Quadrat der Geschwindigkeit des Schiffes. Bezeichnet F das eingetauchte Areal des Hauptspantes, v die Geschwindigkeit des Schiffes, k den Widerstandscoefficienten, so ist der Schiffswiderstand $R = kFv^2$. Für längere Schiffe (Flusschiffe) ist bei gleichem Querschnitte die Reibung grösser als für kurze (Meerschiffe), folglich auch der Widerstandscoefficient k. Bei gewöhnlichen Constructionsverhältnissen ist

	für Meerschiffe	Landseeschiffe	Flusschiffe
	$k = 5$	11	18

Die Arbeit zur Fortbewegung eines Schiffes ist demgemäss $L = R.v = kFv^3$ mkg, wächst also mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit; eine kleine Geschwindigkeitssteigerung verursacht demgemäss schon einen bedeutenden Mehraufwand von Arbeit.

Schaufelräder.

Bezeichnen v die Geschwindigkeit des Schiffes, u die Geschwindigkeit des Druckmittelpunktes der Schaufel pro Secunde in Metern, k_1 den Widerstandscoefficienten der Schaufel, d. h. den Widerstand, welchen eine Fläche von 1 qm bei einer Geschwindigkeit von 1 m findet, F_1 das Areal zweier gleichzeitig vertical eingetauchten Schaufeln in Quadratmetern, so ist der Druck, welchen die Radflächen gegen das Wasser ausüben $R_1 = k_1 F_1 (u - v)^2$. Dieser Druck muss gleich sein dem Schiffswiderstande, wenn Fortbewegung erfolgen soll; also $R_1 = R$; $k_1 F_1 (u - v)^2 = kFv^2$; $u = v\left(1 + \sqrt{\frac{kF}{k_1 F_1}}\right)$. Die Arbeit der Schaufelräder in

Meterkilogrammen beträgt somit $L_1 = R_1 . u = k F v^3 \left(1 + \sqrt{\frac{k F}{k_1 F_1}}\right)$. Der **Wirkungsgrad** der beiden Schaufelräder ergiebt sich dann: $\eta = \frac{L}{L_1} = \frac{v}{u} = \frac{k F v^3}{k F v^3 \left(1 + \sqrt{\frac{k F}{k_1 F_1}}\right)} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{k F}{k_1 F_1}}}$

Werthe von k_1 (für Kilogramme und Meter): nach Campaignac $k_1 = 65{,}7$ bis 205, nach Gaudry $k_1 = 145$, nach Weisbach $k_1 = 157{,}7$. Erfahrungsgemäss findet sich $\eta = 0{,}75$ bis 0,85.

Bewegt sich das Schiff nicht in stillstehendem Wasser, sondern in fliessendem, welches die Geschwindigkeit w besitzt, so ist in obigen Formeln statt des Werthes v die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser, stromaufwärts $v + w$, stromabwärts $v - w$, einzusetzen.

Die Differenz $u - v$ nennt man den **Rücklauf** oder **Slip**. Derselbe ist bei den Morgan'schen Patenträdern Fig. 1123—1124 nicht wesentlich kleiner, jedoch gestatten diese Räder ein tieferes Eintauchen und eine grössere Höhe der Schaufeln, wodurch eine Vergrösserung des Raddurchmessers und dementsprechende Verringerung der Schaufelbreite erzielt ist.

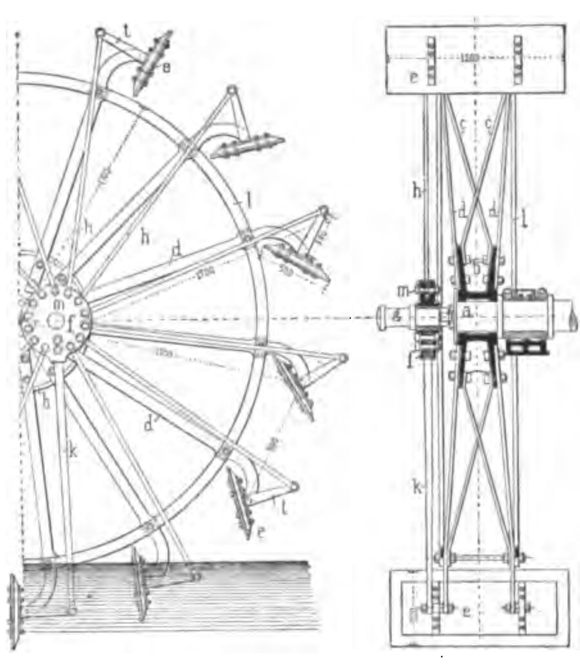


Fig. 1123—1124.

Schiffe, welche Räder mit radialen unbeweglichen Schaufeln haben, zeigen immer einen weniger ruhigen Gang als solche mit beweglichen Schaufeln, besonders wenn diese tief eintauchen; denn bei ihrem Eintritt reagirt das Wasser nicht nur horizontal, sondern auch vertical auf- und abwärts, wodurch überdies eine gute Kraftausnutzung nicht stattfinden kann. Buchanan war der Erste, welcher **Räder mit beweglichen Schaufeln** in Anwendung brachte. Bei dem Buchanan'schen Rade war der Mechanismus so eingerichtet, dass die Schaufeln immer in verticaler Stellung erhalten wurden. Für Ein- und Austritt ist die verticale Schaufelstellung aber insofern nicht günstig, als bei ihr die Schaufeln nicht so kräftig auf das Wasser wirken können, wie dies unter einem bestimmten Winkel geschieht. Galloway construirte deshalb ein Rad, bei welchem der Ein- und Austritt unter dem vortheilhaftesten Winkel erfolgt und die Schaufeln erst nach ihrem Eintritt die gewünschte senkrechte Lage erhalten. Fig. 1123—1124 veranschaulichen dieses **Galloway-Morgan'sche Patentrad**. An der Ruderradwelle a sitzt die Rosette b. Letztere trägt die steifen Radarme d, welche nahe ihren äusseren Enden durch die Flacheisenringe l miteinander verbunden sind, während beide Armsysteme noch durch Diagonalstangen c verstrebt werden. Die Schaufeln e erhalten die gewünschte Drehung um eine Horizontalachse durch ein Excenter, die Schubstangen h und k und die an der Rückseite der Schaufeln fest an diesen sitzenden Arme t. Die Radwelle hat ihre Lagerung in der äusseren Schiffswand, die Excenterwelle g hingegen in dem das Rad überdeckenden, mit der Schiffswand fest vereinigten Radkasten. Die Excentricität ist etwas kleiner als die Länge der Dreharme t der Schaufeln. Der Ring f trägt einen starr mit ihm verbundenen Arm k, der an seinem vorderen Ende drehbar mit einem Schaufelarm t verbunden ist, und die um Bolzen m drehbaren Stangen h, welche an den übrigen Armen t auf die Schaufeln wirken. Die Stellung einer Schaufel ist bei dieser Anordnung nur dann vertical, wenn ihre Achse in der tiefsten Stellung angelangt ist.

Die **Entfernung der Schaufeln** beträgt bei gewöhnlichen Rädern für Flussschiffe 0,8 m bis 1 m, für Seeschiffe 1 m bis 1,25 m, bei Morgan'schen Patenträdern hingegen 1,1 bis 1,5 m für Fluss- und 1,4 bis 2 m für Seeschiffe.

Das **Verhältniss der Breite zur Länge** der Schaufeln findet sich für:

	Flussschiffe	Seeschiffe
Gewöhnliche Radialräder	1/4 bis 1/6	1/3 bis 1/4
Morgan'sche Patenträder	1/4 bis 1/5	1/2 bis 1/3

Die **Radbreite** soll bei Seeschiffen nicht über 1/3, bei Flussschiffen nicht über 1/2 der Schiffsbreite betragen.

Die **Umdrehungszahl der Räder** variirt zwischen 20 und 50 pro Minute.

Der Schraubenpropeller.

Die Arbeit, welche zur Drehung der Schraube bei fortschreitender Bewegung des Schiffes erforderlich ist, hat bis jetzt noch nicht sicher bestimmt werden können, vielmehr ist nur eine annäherungsweise Bestimmung derselben durch Vergleiche mit ausgeführten und bewährten Constructionen möglich. Eine Formel, welche annähernd für eine bestimmte Umdrehungszahl die erforderliche Anzahl der indicirten Pferdestärken ausdrückt, ist folgende: $N_i = N_i^1 \left(\frac{i}{i^1}\right)^3 \left(\frac{n}{n^1}\right)^3 \left(\frac{D}{D^1}\right)^5$, wobei $i = \frac{h}{D} = \frac{\text{Steigung}}{\text{Durchmesser}}$, n die Umdrehungszahl ist, während N_i^1, i^1, n^1, D^1 die entsprechenden Werthe bei einer ähnlichen Maschine und Schraube bezeichnen.

Der **Wirkungsgrad** der Schrauben ist ungefähr gleich dem der Schaufelräder bei ruhigem Wasser $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}85$, ihre Umdrehungszahl beträgt 100 bis 150 pro Minute bei kleineren, 60 bis 80 bei mittleren, 45 bis 55 bei sehr grossen Schiffen. Der Durchmesser einer Schraube wird vortheilhaft so gross als möglich gemacht, jedoch soll die Oberkante der Schraubenflügel auf keinen Fall über den Wasserspiegel hinausragen, da dann Stösse durch das Ein- und Austauchen der Flügel entstehen würden. Bei Flusschiffen lässt man die Oberkante wohl bis an den Wasserspiegel reichen, bei Seeschiffen hingegen soll sich immer noch eine Wasserschicht von 0,3 bis 0,6 m über derselben befinden.

Fig. 1125.

Man unterscheidet Schrauben mit constanter Steigung und solche, bei denen die Steigung von der Eintritts- nach der Austrittskante hin zunimmt. Letztere arbeiten im allgemeinen ruhiger. Die Anzahl der Flügel beträgt 2, 3, 4 oder 6, jedoch sind die zwei- und vierflügeligen Schrauben die gebräuchlichsten. Die zweiflügeligen Schrauben haben den vierflügeligen gegenüber den Vortheil, dass sie leichter sind und geringere Reibung verursachen, während sie anderseits fast immer ein bedeutendes Stossen am Hintersteven hervorrufen.

Die Construction einer gewöhnlichen **zweiflügeligen Schraube** zeigt Fig. 1125. Dieselbe ist folgendermaassen: Man beschreibe einen Kreis, dessen Durchmesser gleich dem der Schraube ist, und theile seinen halben Umfang in eine gerade Anzahl gleicher Theile. Hierauf lege man an den Kreis zwei parallele Tangenten und mache die Stücke AE gleich der Steigung der Flügelkanten. Bei C wird die Strecke AE alsdann in zwei Hälften getheilt und die eine Hälfte CE in dieselbe Anzahl gleicher Theile als der Halbkreis. Wenn man hiernach durch die Theilpunkte die horizontalen und verticalen Linien zieht, so erhält man durch Verbinden der entsprechenden Schnittpunkte die Schraubenlinie. Nach Annahme der Flügelbreite zeichnet man den Grundriss bei B, die Seitenansicht bei C und die Endansicht in den Kreis.

In Folgendem, Fig. 1126—1127, ist die Construction einer **vierflügeligen Schraube** dargestellt (Nystrom, Pocket-Book of Mechanics and Engineering), sowie auch Formeln der Schraubendimensionen, als auch zur annäherungsweisen Bestimmung der Pferdestärken und Umdrehungszahlen. Sämmtliche Maasse sind in englischen Fussen ausgedrückt. Die Steigung der Schraube an der Peripherie ist doppelt so gross als der äussere Durchmesser, verkleinert sich aber nach der Mitte zu. An der Nabe ist sie um den Betrag des vorausgesetzten Slip geringer als an der Peripherie.

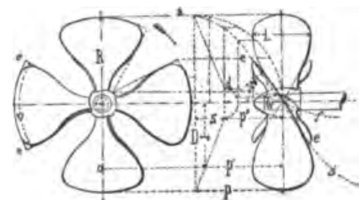


Fig. 1126—1127.

Ist $p = \frac{1}{4}$ der Steigung an der Peripherie, $p'' = \frac{1}{4}$ der Steigung an der Nabe, dann ist $p = p'' + s$, wo s der angenommene Slip in einem Bruch von p ist. Der Slip ist in den meisten Fällen positiv und variirt gewöhnlich in den Grenzen von 10 bis 30 Procent ($s = 0{,}10$ bis $0{,}30$), am häufigsten beträgt er 20 Procent. Für die beiden Steigungen p und p'' werden die Schraubenlinien acb an der Peripherie und dcf an der Nabe ebenso wie für gewöhnliche Schrauben construirt.

Die wirkliche Steigung des Propellers am Druckmittelpunkt der Flügel ist dargestellt durch p' für $r = 0{,}725$ als Entfernung von der Schraubenaxe; oder die wirkliche Steigung ist gleich $4\,p'$.

Es bedeutet: $P =$ Steigung des Propellers an der Peripherie, $W =$ Winkel, unter dem die Flügel in der Peripherie gegen die Axe geneigt sind, $D =$ äusserer Durchmesser, R grösster Radius, $L =$ Länge, parallel der Schraubenaxe, $m =$ Anzahl der Flügel, $b =$ grösste Breite der Propellerflügel zwischen den Punkten ee, $e =$ Kreisbogen im Winkel v, $v =$ die Projection des Winkels, welcher der ganzen Schaufelbreite entspricht, $a =$ Inhalt der Flügelflächenprojection, $A =$ Inhalt der wirklichen geneigten Flügelfläche, $O =$ Inhalt der wirksamen Propellerfläche, $H =$ Pferdestärkenanzahl, welche nöthig ist, dem Propeller n Umdrehungen pro Minute zu ertheilen.

Dann ist

$$cotg\, W = \frac{P}{\pi D}; \qquad v = \frac{360\, L}{P}; \qquad O = \frac{2{,}5\, D^3}{\sqrt{P^2 + \pi^2 D^2}};$$

$$P = cotg\, W \pi D;$$

$$P = \frac{360\, L}{v}; \qquad b = \sqrt{\frac{v^2 \pi^2 D^2}{129600} - L^2}; \qquad H = \frac{D^3 n^3}{480000} (L s \cos W + 0{,}11;$$

$$P = \frac{\pi D L}{e}; \qquad a = \frac{0{,}785\, D^2 v m}{360};$$

$$P = \frac{\pi D L}{\sqrt{b^2 - L^2}}; \qquad A = \frac{R m}{2{,}25}(b + L); \qquad n = \frac{78}{D} \sqrt[3]{\frac{H}{(L s \cos W + 0{,}11)}};$$

Folgende Tabelle dient dazu, die Steigung und den Inhalt der wirksamen Propellerfläche zu finden; die mit W bezeichnete Columne enthält die Winkel der Propellerschaufeln, wie sie in der Zeichnung angedeutet sind.

Um die Steigung des Propellers mit Hilfe der Tabelle zu finden, multiplicirt man den betreffenden Durchmesser des Propellers mit dem Tabellencoefficienten der Columne P, welcher dem gegebenen Winkel W in der Columne W der Tabelle entspricht.

Beispiel. Der Durchmesser eines Propellers sei 12 Fuss engl., der Winkel $W = 60^0$, der Durchmesser der Nabe 1,5 Fuss und der Winkel an der Nabe $= 16^0$, so ist

die Steigung an der Peripherie 12 . 1,814 = 21,768 Fuss engl.

„ „ „ „ Nabe 1,5 . 10,97 = 16,455 „ „

Es mögen jetzt bedeuten p_n und d_n die Steigung respective den Durchmesser an der Nabe, p_d die Steigung am Druckmittelpunkt der Schaufeln, so hat man $(P - p\ ) : (p_d - p_n) = (D - d_n) : (0{,}725\, D - d_n)$

$$p_d = p_n + \frac{(P - p_n)(0{,}725\, D - d_n)}{D - d_n}.$$

Tabelle, um die Steigung und die wirksame Fläche des Schraubenpropellers zu finden. $D = 1$.

Winkel W	Steigung P	Wirksame Fläche ○	Winkel W	Steigung P	Wirksame Fläche ○	Winkel W	Steigung P	Wirksame Fläche ○	Winkel W	Steigung P	Wirksame Fläche ○
5°	36	0,068	26°	6,45	0,344	47°	2,930	0,573	68°	1,270	0,728
6	30	0,082	27	6,17	0,356	48	2,828	0,583	69	1,205	0,731
7	25,65	0,095	28	5,91	0,368	49	2,730	0,582	70	1,142	0,736
8	22,4	0,109	29	5,67	0,380	50	2,635	0,601	71	1,114	0,741
9	19,85	0,123	30	5,45	0,392	51	2,545	0,610	72	1,021	0,745
10	17,82	0,136	31	5,23	0,404	52	2,455	0,618	73	0,960	0,750
11	16,16	0,150	32	5,03	0,415	53	2,370	0,625	74	0,900	0,754
12	14,79	0,163	33	4,85	0,427	54	2,283	0,634	75	0,842	0,757
13	13,60	0,176	34	4,66	0,439	55	2,200	0,642	76	0,783	0,761
14	12,60	0,190	35	4,50	0,450	56	2.120	0,650	77	0,725	0,764
15	11,04	0,203	36	4,33	0,461	57	2,040	0,657	78	0,668	0,767
16	10,97	0,217	37	4,175	0,472	58	1,963	0,665	79	0,611	0,770
17	10,27	0,229	38	4,025	0,483	59	1,888	0,672	80	0,555	0,772
18	9,67	0,242	39	3,885	0,494	60	1,814	0,679	81	0,498	0,775
19	9,12	0,255	40	3,745	0,504	61	1,740	0,686	82	0,442	0,777
20	8,64	0,268	41	3,620	0,515	62	1,670	0,692	83	0,386	0,779
21	8,19	0,281	41	3,500	0,523	63	1,600	0,699	• 84	0,331	0,780
22	7,77	0.294	43	3,370	0,535	64	1,530	0,705	85	0,275	0,781
23	7,60	0,306	44	3,260	0,545	65	1,465	0,711	86	0,220	0,782
24	7,06	0.319	45	3,141	0,555	66	1,400	0,716	87	0,165	0,783
25	6,75	0,331	46	3,035	0,564	67	1,333	0,722	88	0,110	0,784

Die Schiffskessel.

Die Schiffskessel, welche aus Eisen-, Stahl- oder Kupferblech hergestellt werden, lassen sich ihrer Form nach folgendermaassen gruppiren: 1. Kessel von rechteckigem Querschnitt (Kofferkessel), 2. Cylinderkessel, 3. Ovalkessel.

Die Kessel von rechteckigem Querschnitt sind die ältesten und gegenwärtig noch am häufigsten vorkommenden. Infolge ihrer Gestalt, welche dem Schiffsquerschnitt angepasst werden kann, gestatten sie eine sehr vortheilhafte Raumausnutzung, hingegen ist ihre Widerstandsfähigkeit gering, weshalb sie sehr starke Bleche und Verankerungen erfordern und darum sehr schwer werden. Cylindrische

Kessel beanspruchen im allgemeinen mehr Raum, bieten aber dafür den Vortheil grösserer Widerstandsfähigkeit, also geringeren Gewichtes, lassen sich leichter herstellen und besitzen ein sehr gutes Verdampfungsvermögen. Die Kessel mit elliptischem Querschnitt, Ovalkessel, sind widerstandsfähiger als die mit rechteckigem, aber nicht so widerstandsfähig als die Cylinderkessel, während sie in Bezug auf Raumersparniss hinter den Kofferkesseln zurückstehen.

Ob die Kessel von rechteckigem Querschnitt in horizontaler oder verticaler Richtung die grösseren Dimensionen bekommen, die Cylinderkessel stehend oder liegend angeordnet werden, die Längenaxe der Ovalkessel horizontal oder vertical gerichtet ist, hängt von dem Zwecke und dem Tiefgange des Schiffes ab. Bei sehr kleinen Schiffen kommen besonders die stehenden Cylinderkessel in Anwendung, weil dieselben sehr geringen Deckraum beanspruchen; liegende Cylinderkessel werden in neuerer Zeit auch für Oceandampfer gebaut, seit man sich zum Betriebe von deren Maschinen auch höheren Dampfdruckes bedient.

Ihrer inneren Construction nach kann man Zug-, Rohr- und aus diesen beiden Systemen combinirte Kessel unterscheiden. Die Zugkessel enthalten eine geringe Anzahl von Feuerröhren zur Aufnahme der Heizgase, jedoch ist der Querschnitt derselben, welcher eine rechteckige, kreisförmige oder ovale Form haben kann, gross. Enthält ein Kessel hingegen eine grosse Anzahl von Zügen, deren jeder nur geringen Querschnitt hat, so nennt man ihn Rohrkessel. Oft finden sich in demselben Kessel beide Anordnungen vereint und spricht man dann von einem combinirten Zug- und Rohrkessel.

Die bei weitem wichtigsten, weil gegenwärtig am häufigsten angewendeten, sind die Rohrkessel. Die Rohre sind in denselben entweder ganz oder doch nahezu horizontal oder auch aufrecht stehend angeordnet; letzteres meist nur an Bord kleinerer Boote. Sie werden aus Eisen-, Messing- oder Stahlblech gefertigt und es variirt ihr Durchmesser zwischen 45 und 100 mm, ihre Wandstärke zwischen 1,6 bis 3,5 mm. Bei den Kesseln der Fluss- und Küstenboote beträgt der Durchmesser der Rohre 45 bis 75 mm, bei denen der Oceandampfer 75 bis 100 mm.

Die Messingrohre zeichnen sich durch grosse Wärmeleitungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit aus, allerdings auch durch sehr hohen Preis. Gute Wärmeabgabe zeigen infolge ihrer geringen Wandstärke auch die Stahlrohre, welche sich noch keiner ausgebreiteten Verwendung erfreuen, obschon sie sich auch in Bezug auf ihre Reinigung vom Kesselstein günstig verhalten.

Die totale Heizfläche beträgt bei neueren Kesselconstructionen pro indicirte Pferdestärke 0,4 bis 0,6 qm, die totale Rostfläche 0,014 bis 0,02 qm.

Um pro Minute 1 kg Wasser zu verdampfen, sind 2,2 bis 3 qm Heizfläche erforderlich, 1 qm Rostfläche entspricht demnach 30 bis 35 qm Heizfläche, und es beträgt die Verdampfung pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde 10 bis 12,5, pro Quadratmeter Rostfläche 300 bis 400 kg Wasser. Die vordere Höhe des Feuerraumes findet sich zwischen 0,31 bis 0,47 m, die des Aschenraumes 0,47 bis 0,63 m. Der Rost, welcher wegen dann eintretender unbequemer Bedienung nicht länger sein soll als 2,2 m, bekommt nach hinten eine Neigung, welche zwischen $1/24$ bis $1/6$ der Rostlänge variirt; die Rostfugenbreite ist abhängig von der Art des Brennstoffes. Es beträgt der Fugenquerschnitt im allgemeinen für Anthracit $1/3$, für Steinkohle $1/4$ und für Holz $1/6$ der totalen Rostfläche. Für gewöhnliche Steinkohlen ist die Fugenbreite bei dem gewöhnlichem Stabrostsystem in der Regel 13 mm, für Welschkohle 9 bis 12 mm. Die Roststäbe hingegen haben eine Breite von ca. 38 mm. Der Ueberdruck in den Kesseln älterer Construction beträgt durchschnittlich 1,5 At, während man in neuerer Zeit mit demselben bis zu 5 und 6 At hinaufgeht.

In Fig. 1128—1129 ist ein Kessel des englischen Schraubendampfers „Abden“ dargestellt. Derselbe kann als Typus eines modernen Schiffskessels für Hochseedampfer gelten. Dieser Horizontalrohrkessel mit rückwirkender Flamme hat die Kofferform und ist von rechteckigem Querschnitt. Das Rohrsystem ist oberhalb der Feuerbüchse angeordnet. Vom Roste a aus streicht die Flamme über die aus Chamotte hergestellte Feuerbrücke b hinweg, passirt die Rauchkammer c und das Rohrsystem a, worauf sie in den Rauchfang e einströmt. Der Rost ist aus zwei Reihen Roststäben hergestellt und wird an der Kesselfront durch die Rostplatte f, in der Mitte durch den Rostträger g und am Ende durch die Feuerbrücke unterstützt. Der Einbau der Feuerbüchsen im Kessel durch Stehbolzen, sowie die Verstärkung des Kessels mittelst Ankerbolzen ist aus den Figuren leicht ersichtlich, ebenso die Stösse der einzelnen Kesselbleche. Der Kessel hat vier Feuerungen, über denen die Rohre entsprechend in vier Systemen nach hinten geneigt angeordnet sind. Jedes der vier Rohrsysteme hat seine besondere Rauchfangthür. Um die Wärmeausstrahlung möglichst zu verringern, ist der Rauchfang mit einem Blechmantel umgeben.

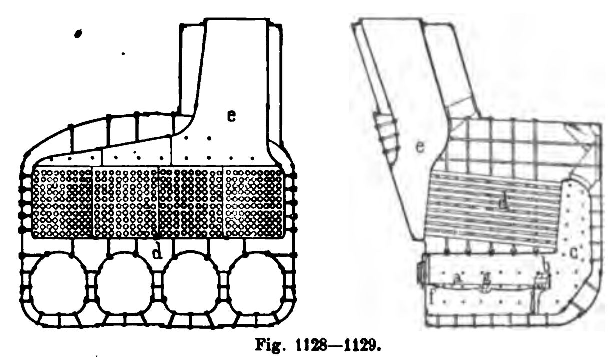


Fig. 1128—1129.

In Bezug auf Nutzbarmachung der Heizgase, also geringen Kohlenverbrauch, ist vorliegende Kesselconstruction als vorzüglich zu betrachten.

Fig. 1130—1132 zeigen den Kessel des Bugsirdampfbootes und Eisbrechers der Handelskammer zu Lübeck für einen Dampfüberdruck von 6 At. Derselbe ist ein horizontaler cylindrischer Rohrkessel mit flachen Stirnwänden, ebenfalls mit rückwirkender Flamme und mit nach hinten geneigten Rohren. Derselbe hat zwei Feuerungen mit zwei getrennten Feuerbüchsen und geneigtem Rost *a*. Der letztere besteht aus zwei Reihen Roststäben, welche mit ihren zusammenstossenden Enden auf schmiedeeisernen Querträgern *b b* ruhen, während die anderen Enden der vorderen Reihe sich auf eine plattenförmige Verlängerung des Thürrahmens *c*, die der hinteren auf eine Gusseisenplatte *d* stützen, welche die aus Chamottesteinen gebildete Feuerbrücke trägt und gleichzeitig die Rauchkammer *g* vom Aschenfall *h* trennt. Ueber den beiden, aus zwei Längen mit Adamson'schen (geflanschten) Ringen zusammengesetzten Feuerungsröhren sind 124 Siederohre *e* in zwei Systemen angeordnet. Die Rostfläche beträgt 2,55 qm, die Heizfläche 80 qm, der Dampfraum 3 cbm. Die beiden cylindrischen Feuerrohre haben 750 mm Durchmesser und eine Wandstärke von 12 mm. Der Durchmesser des ganzen Kessels beträgt 2570 mm, seine Länge 2750 mm. Die Stirnseiten des Kessels sind durch starke Ankerbolzen *f* verbunden, die Rauchkammer ist durch Stehbolzen *k* stabil eingebaut. Der Kessel ist mit Dampfdom ausgerüstet und trägt seitlich vier starke Flacheisenwinkel *i* zu seiner Lagerung im Schiffskörper.

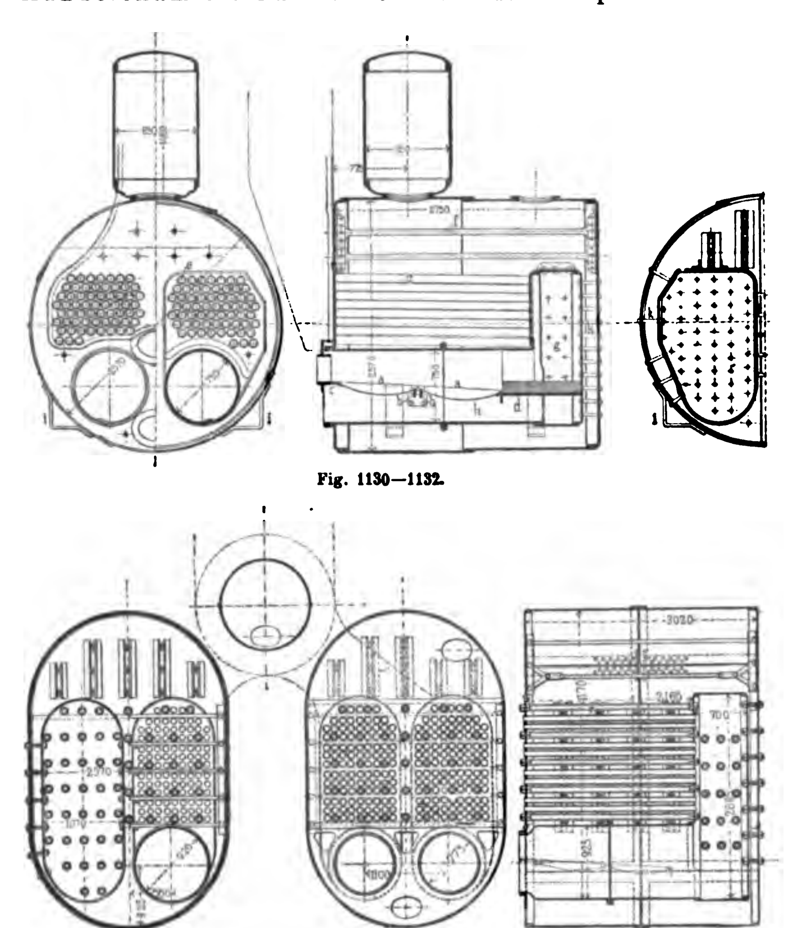

Fig. 1130—1132.

Fig. 1133—1135.

In Fig. 1133—1135 sei schliesslich noch ein Ovalkessel, construirt von W. Theis in Palermo, dargestellt. Es ist dies ein Kessel, wie er auf den Dampfern „Scilla“ und „Carideli“ angewendet ist. Derselbe ist für einen Ueberdruck von 5 At bestimmt. Die geraden äusseren Wände sind durch Winkeleisen und Zugstangen sehr kräftig verstärkt, die Kesselbleche hingegen dünn, doch aus bestem Eisen hergestellt. Die Feuerungsrohre sind ihrer Länge nach geschweisst und es verleiht ihnen eine in der Mitte angebrachte Flansche die nöthige Elasticität. Bei der beträchtlichen Höhe des Kessels war es ermöglicht, das Dach der Verbrennungskammern kreisrund zu machen, wodurch die Herstellung vereinfacht und die Sicherheit erhöht worden ist.

Bemerkenswerth ist noch die Verbindung der Bleche der äusseren Schale durch einen in einem Stück hergestellten, in den Längenbändern zusammengeschweissten Gürtel, bei welcher Construction die Zusammenstösse von 3 Blechen vermieden sind, was hauptsächlich bei dicken Blechen von Vortheil ist, die beim Vernieten mit der Maschine sehr leiden, deren Vernietung von Hand aber sehr schwierig ist. Ein Abkanten der Umfangsbleche ist durch diese Construction erspart und ist nur ein Verstemmen von aussen längs des Gürtels nothwendig.

Die Schiffsmaschinen.

Die Arbeit zur Fortbewegung eines Schiffes ist $L = kFv^3$ mkg, wobei k den Widerstandscoefficienten, F das eingetauchte Areal des Hauptspantes, v die Geschwindigkeit des Schiffes bedeutet. Bezeichnet man

ferner den Wirkungsgrad der Maschine mit η_1, den des Propellers mit η, so erhält man die effective, zur Fortbewegung des Schiffes erforderliche Arbeit in Pferdestärken $N = \frac{k F v^3}{75 \eta . \eta_1}$.

Der Werth von η_1 variirt bei Hochdruckmaschinen von 0,55 bis 0,88, für Niederdruckmaschinen von 0,5 bis 0,88, und zwar gelten die kleineren Werthe für kleine Maschinen von 4 bis 10 Pferdestärken, die grösseren für Maschinen über 2000 Pferdestärken. Im Mittel kann man bei sorgfältiger Construction $\eta_1 = 0{,}70$ annehmen und den Wirkungsgrad des Propellers $\eta = 0{,}90$, sodass sich für das Product ergiebt $\eta . \eta_1 = 0{,}63$.

Bezeichnet in Folgendem d den Cylinderdurchmesser in Metern, s den Kolbenhub in Metern, n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute, m die Anzahl der Cylinder, p_m den mittleren Dampfdruck in Kilogrammen pro Quadratcentimeter Kolbenfläche, so ist die Leistung einer Maschine in indicirten Pferdestärken

$$N_i = \frac{261{,}8\, d^2 . s . n . p_m . m}{75}.$$

Es bezeichne für Compoundmaschinen d den Durchmesser, p_m den mittleren, p_o den Enddruck für den Hochdruckcylinder, D und P_m die entsprechenden Werthe für den Niederdruckcylinder, e_1 die Füllung in demselben, während R_m den mittleren Druck im Zwischenreservoir, p_c den Gegendruck im Condensator, s den Kolbenhub, n die Umdrehungszahl pro Minute bedeutet, so ist die indicirte Arbeit in Pferdestärken für den Hochdruckcylinder: $N_i' = \frac{261{,}8\, d^2 s n (p_m - R_m)}{75}$, für den Niederdruckcyl.: $N_i'' = \frac{261{,}8\, d^2 s n (P_m - p_c)}{75}$,

wobei $R_m = p_o \left(\frac{d}{D}\right)^2 . \frac{1}{e_1}$ ist.

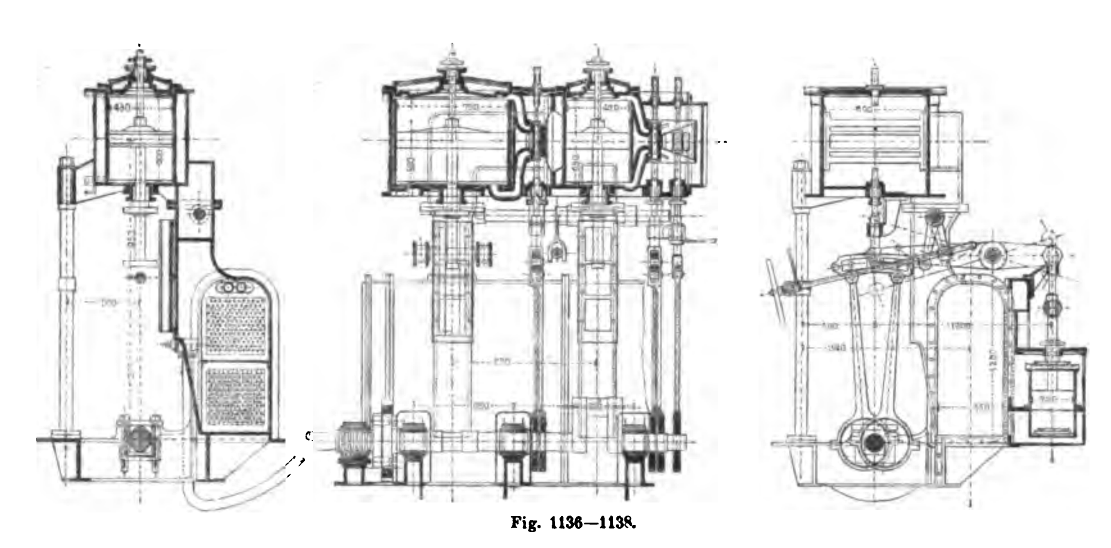


Fig. 1136—1138.

Fig. 1136—1138 stellen die **Maschine eines Eisbrechers und Bugsirdampfbootes der Handelskammer zu Lübeck** dar. Dieselbe ist eine Compoundmaschine mit Condensation und variabler Expansion für eine Leistung von 160 indicirten Pferdestärken berechnet, wobei ein Dampfüberdruck von 6 At angenommen ist. Der Kohlenverbrauch pro Stunde und indicirte Pferdestärke beträgt 1 kg. Die Maschine setzt eine vierflügelige Schraube von 1900 mm Durchmesser in Bewegung, deren Flügelareal 0,309 qm, deren Steigung 3150 und 2750 mm beträgt. Die beiden Kolben haben einen Hub von 470 mm, der Hochdruckcylinder 430 mm, der Niederdruckcylinder 750 mm Durchmesser; die Welle macht 120 Umdrehungen pro Minute. Der Condensator enthält 390 Rohre, welche eine Gesammtkühlfläche von 42,48 qm repräsentiren. Die Geschwindigkeit des Schiffes beträgt 9 Knoten pro Stunde.

In den Fig. 1139—1142 ist ein **Rohrplan** gegeben, welcher den Zusammenhang der einzelnen Apparate erkennen lässt. Es ist A der Kessel, B das Dampfrohr für die Cylinder, C' C'' sind die beiden Cylinder, D bezeichnet den Condensator, E den Ausguss der Circulationspumpe, F den Ausguss der Luftpumpe, G ist das Sicherheitsventil, H der Saugekasten, J das Lensventil, K die Dampfpumpe, L das Speiserohr der Dampfpumpe, M das Speiserohr für das durch den Condensator gehende Wasser, N das Dampfrohr zur Pumpe, O der Ausguss des Lenswassers, P das Speiseventil für die Dampfpumpe. Weiter bezeichnet Q den Abblasehahn, R den Ausblasehahn, S das Speiseventil mit Hahn, T eine kleine Dampfmaschine, U das Dampfrohr für dieselbe, V das Lensrohr der Circulationspumpe, W das Absperrventil,

X das Saugventil der Circulationspumpe, Y den Einspritzhahn am Condensator, Z eine dynamo-elektrische Maschine zur Beleuchtung, $a\,b\,c$ Absperrventile für die Dampfleitungsrohre und $d\,d$ zwei Sicherheitsventile.

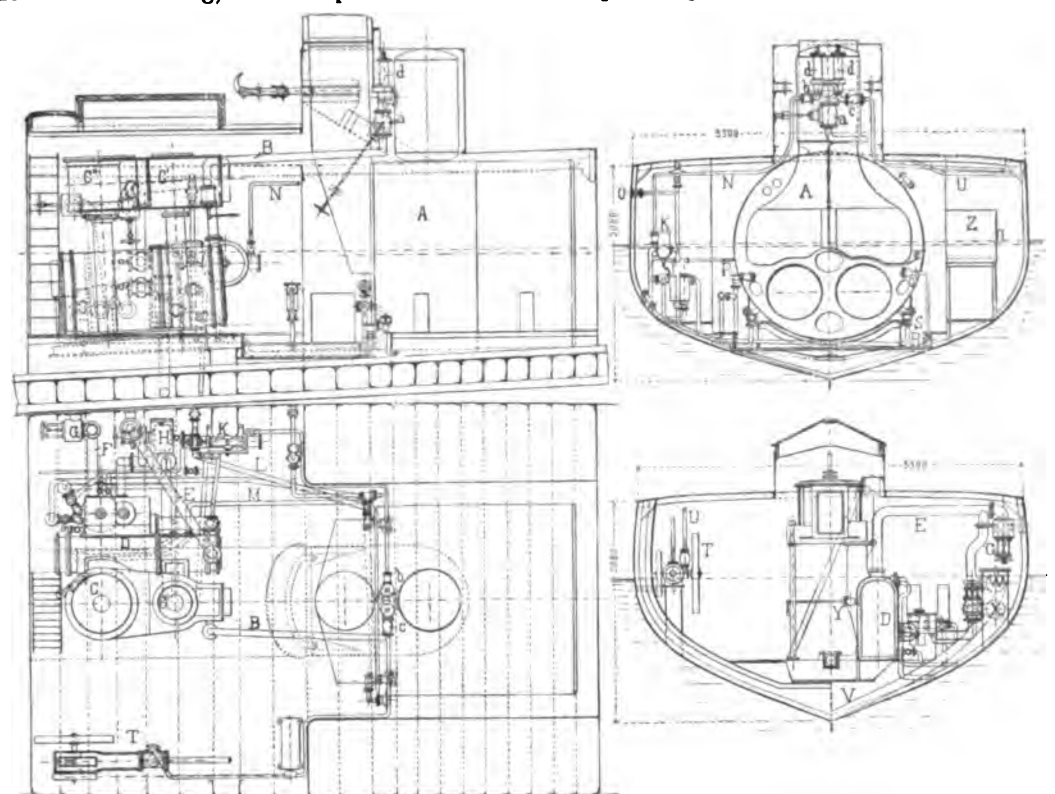


Fig. 1139—1142.

Eine **Schraubenschiffsmaschine**, ebenfalls **Compoundsystem**, für 50—60 Pferdestärken, von **Escher, Wyss & Co.** in Zürich erbaut, zeigen Fig. 1143—1145. Bei dieser Maschine bestehen die beiden Cylinder $c\,c_1$ mit ihren Schieberkasten und dem die Cylinder umgebenden Dampfmantel a aus einem Stück. Der Dampf wird in eine besondere Abtheilung des Schieberkastens eingeleitet, welche mit dem eigentlichen Schieberkasten durch Oeffnen des Einlassventiles b in Verbindung tritt. Ein kleines Ventil d ermöglicht es, auch den grossen Cylinder mit directem, frischen Dampf zu versorgen, falls solches gewünscht wird. Der Dampfvertheilungsmechanismus besteht aus Coulissen- und Muschelschiebern mit doppelten Canälen. Die Expansion im kleinen Cylinder ist variabel, die Umsteuerung der Maschine sehr bequem. Die Maschine hat einen Einspritzcondensator e mit einfachwirkender Luftpumpe p. Diese sowohl als auch die Speisepumpe s und die mit Kautschukklappen versehene Lenspumpe l werden durch die Kolbenstange k des grossen Cylinders in Bewegung gesetzt. Der aus dem Niederdruckcylinder austretende Dampf kann entweder in den Condensator oder in die freie Luft geleitet werden, sodass die Maschine mit oder ohne Condensation arbeiten kann. Als Hauptdimensionen seien folgende erwähnt:

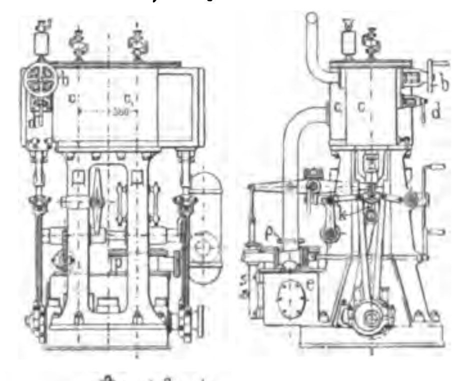


Fig. 1143—1145.

Der Durchmesser des Hochdruckcylinders	= 210 mm
„ „ „ Niederdruckcylinders	= 360 „
Hub der beiden Cylinder	= 250 „
Durchmesser der Luftpumpe 260 mm, Hub	= 100 „
„ „ Lenspumpe 22 mm, Hub	= 268 „
„ „ Speisepumpe 22 mm, Hub	= 268 „
„ „ Kolbenstangen 38.	

Die Maschine betreibt eine dreiflügelige Schraube, deren äusserer Durchmesser 1,200 m, deren Steigungen 1,3 und 1,7 m sind.

Die Schraubenwelle hat einen Durchmesser von 80 mm und macht 250 Umdrehungen pro Minute bei einer Dampfspannung von 6 At Ueberdruck. Das Schiff selbst ist 21,5 m lang, 3 m breit und hat einen Tiefgang von 1,3 m.

Eine Schiffsdampfmaschine mit Hochdruck und Oberflächencondensation zeigen die Fig. 1146—1149. Dieselbe ist nach dem Compoundsystem von Gustave Delahante in Bordeaux construirt. Die Maschine zeigt eine verticale Aufstellung und zwar ist der kleine Cylinder c auf dem grossen c_1 montirt. Beide Cylinder stehen auf einem die Pumpen p_1, p_2, p_3, den Condensator a und das Speisewasserreservoir b enthaltenden Untergestell. Die Pumpen sind einfachwirkend, mit horizontalem Kolben und werden mittelst der Excenter e_1, e_2, e_3 von der Kurbelwelle w aus getrieben; sie sind mit flachen Klappenventilen aus Kautschuk versehen, welche auf Bronzesitzen angebracht sind.

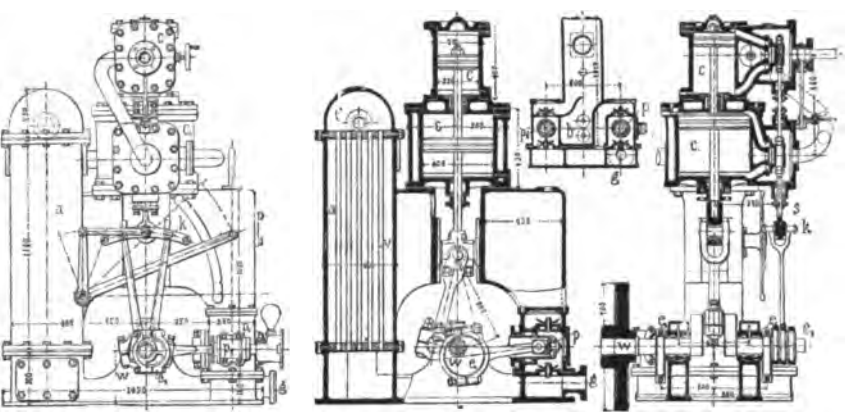


Fig. 1146—1149.

Die Dampfschieber der beiden Kolben sitzen an gemeinschaftlicher Schieberstange s, und es kann die Umsteuerung der Maschine mittelst der Coulisse k bewirkt werden. Der kleine Cylinder empfängt frischen Dampf während 0,50 bis 0,75 des Kolbenhubes. Auf der Seite des Dampfabgangrohres des kleinen Cylinders befindet sich ein durch eine Schraube zu bewegendes Ventil, welches eine Verbindung der beiden Räume vor und hinter dem Kolben des kleineren Cylinders herzustellen gestattet, sodass auch der grosse Cylinder frischen Kesseldampf erhalten kann.

Der aus den Cylindern kommende Dampf tritt zwischen die Verticalröhren v des Condensators a, wird dort condensirt und gelangt in das Speisereservoir b, aus welchem die Speisepumpe p_3 ihren Bedarf entnimmt.

Das Circulationswasser, welches durch die untere Oeffnung g eintritt, wird durch die Höhlung des Gestelles nach dem Condensator geführt und steigt in den verticalen Röhren nach der oberen Abtheilung f, durch welche es den Condensator verlässt.

Der grosse Cylinder wird mit frischem Kesseldampf geheizt.

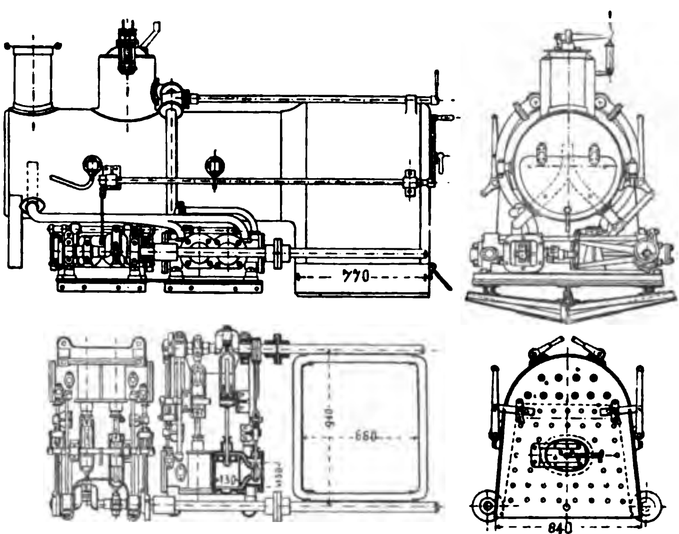


Fig. 1150—1153.

Der Kasten des Condensators hat rechteckigen Querschnitt und wird oben und unten durch zwei durchlochte Bronzeplatten abgeschlossen, welche 147 Röhren aus verzinntem Messingblech von 19 mm Durchmesser, 1,5 mm Wandstärke und 1,2 m Länge tragen. Diese Röhren bieten eine Kühlfläche von 10,5 qm. Der Durchmesser des kleinen Kolbens beträgt 0,23 m, der des grossen 0,4 m, der gemeinschaftliche Hub 0,250. Bei einer Admissionsspannung von 5 At Ueberdruck, einer Admissionsdauer von 0,7 des Cylinderhubes und 180 Touren ergab sich eine indicirte Leistung von 51,7 Pferdestärken.

Fig. 1150—1153 stellen Kessel und Maschinen einer Dampfyacht, welche durch 2 Schrauben betrieben wird, in sehr compendiöser Anordnung dar. Das Schiff, welches zu vorliegender Maschinenanlage gehört, hat eine Länge in der Wasserlinie von 12,8 m, eine Breite von 2,13 m und eine Tiefe von 1,22 m. Sein Deplacement beträgt 9,9 Tonnen bei einem Tiefgang von 0,61 m vorn, 0,76 m hinten und 0,68 m in der Mitte; die eingetauchte Fläche des Hauptspantes ist 1,2 qm.

Der Kessel ist ein Locomotivkessel mit 39 Röhren, deren Länge 1,37 m, deren Durchmesser

0,044 m beträgt und die eine Heizfläche von 8,65 qm repräsentiren. Da die Feuerkiste noch 1,85 qm Heizfläche bietet, beträgt die totale Heizfläche für diesen Kessel 10,50 qm; die Rostfläche ist 0,46 qm. Der mit einem Dom ausgerüstete Kessel wird durch zwei Speisepumpen, die in der Zeichnung nicht dargestellt sind, mit Wasser versehen.

Die Cylinder haben einen Durchmesser von 0,13 m, der Kolbenhub beträgt 0,15 m; jede Maschine hat ihre eigene Grundplatte und kann für sich allein mit der dazu gehörigen Schraube arbeiten. Die Schrauben haben einen Durchmesser von 0,69, eine Steigung von 0,91 m.

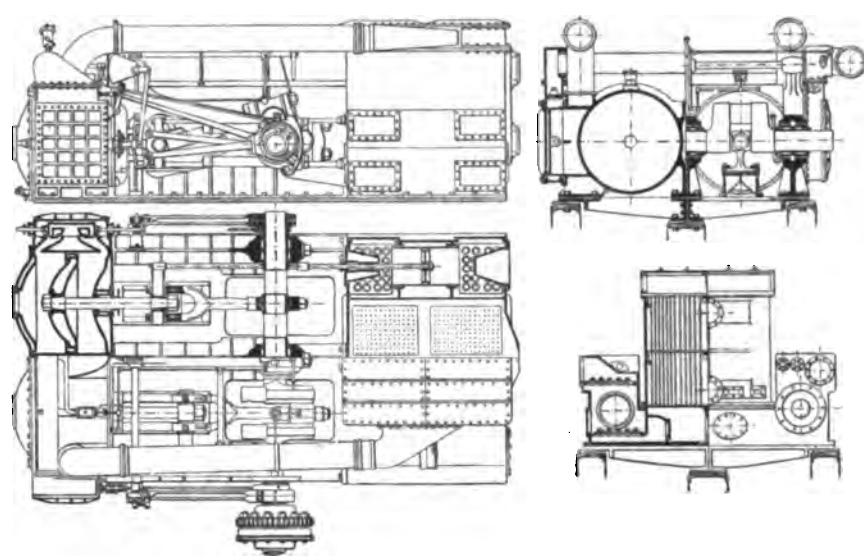


Fig. 1154—1157.

Fig. 1154—1157 veranschaulichen eine grössere Dampfmaschine, die des englischen Raddampfers „Abden" mit 500 nominellen Pferdestärken. Sie dient zum Betriebe einer Griffithschraube, ist liegend angeordnet und ebenfalls nach dem Compoundsystem erbaut. Mittelst Stephenson'scher Coulisse lassen sich verschiedene Expansionsgrade, sowie die Umsteuerung erzielen. Die Maschine arbeitet mit einem Ueberdruck von 4,5 At und Condensation. Die Anordnung ist aus der Figur leicht ersichtlich, ebenso die der in Fig. 1158—1160 dargestellten Schiffsmaschine des Raddampfers und Eisbrechers Ajax für 100 nominelle Pferdestärken, construirt von A. Tischbein und in der Hansa zu Rostock erbaut. Dieselbe besitzt oscillirende Cylinder und arbeitet mit Condensation.

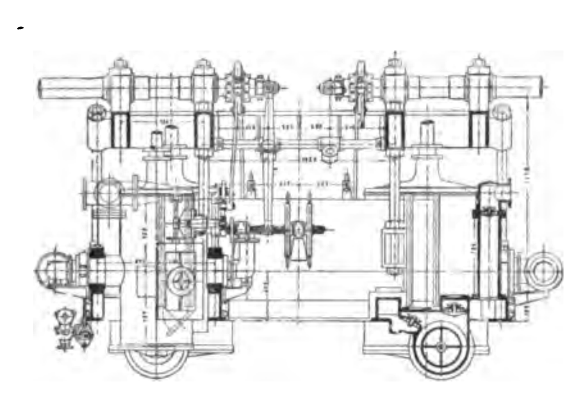
Zum Schluss geben wir noch die Abbildungen einiger Dampfschiffe.

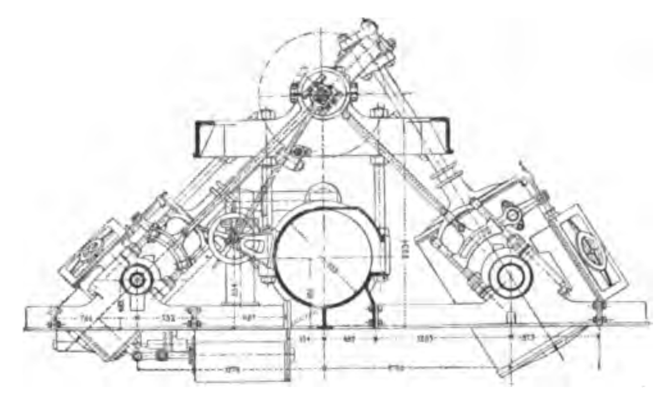
Textfiguren 1161—1162 zeigen ein Dampfschiff der kleinsten Art, einen sogenannten Colibridampfer, Patent Hagelin. Die Maschine desselben bewegt sich mit grosser Geschwindigkeit, wodurch ihre Abmessungen sowie die des Propellers sehr gering werden. Das Schiff zeigt sehr geringen Tiefgang; die Maschine desselben arbeitet, um Brennmaterial zu sparen, mit sehr starker Expansion. Die Hauptverhältnisse, nach denen diese kleinen Dampfer erbaut werden, sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Effective Pferdestärken	Länge	Breite	Tiefgang	Personen	Geschwindigkeit	Kohlenverbrauch	Dampfdruck	Umdrehungszahl der Schraube	Gewicht der Maschine mit Kessel und Armatur
	Fuss engl.			Anzahl	Engl. Meilen	Kubikfuss Stunde	Pfund		Centner
½	20	5,33	1	6	3,5	0,13	90—140	600	6
1	23	5,33	1,5	10	5	0,25	90—135	500	8,5
2	26,75	6,33	1,75	15	6	0,50	90—130	450	11
3	32	7,25	1,75	22	7	0,75	90—125	400	15

Fünf Constructionen von Dampfschiffen zeigt Tafel 9, Band II. In Fig. 1—5 ist das Rheindampfschiff „Deutscher Kaiser" gezeichnet. Die Maschine desselben hat 140 nominelle Pferdestärken und wiegt inclusive der gefüllten Kessel und der Ruderräder 111 Tonnen. Der Schiffskörper hat mit der Ausrüstung ein Gewicht von 206 Tonnen, während die Belastung durch die mitzuführenden Steinkohlen 35 Tonnen beträgt. Die Länge des Schiffes zwischen den beiden Perpendikeln ist 79 m, seine Breite im Hauptspant 7,6 m, die Höhe 2,6 m. Die Fig. 6—14 veranschaulichen ein in der Sächsischen Dampfschiff- und Maschinenbauanstalt vormals Schlick in Dresden construirtes eisernes Dampfschiff. Dasselbe ist mit Morgan'schen Ruderrädern ausgerüstet und es beträgt die Länge desselben von Steven zu Steven 52,4 m, seine Breite im Hauptspant 4,9 m, seine Tiefe vom Boden bis zur Deckskante 2,4 m. Wenn das Schiff seinen Kohlenbedarf von 2500 kg an Bord hat, so ist sein Tiefgang 1 m und sein Deplacement 79½ Tonnen. Das Gewicht der Maschine, der Räder und des gefüllten Kessels beträgt 28½ Tonnen.

In den Fig. 15—18 ist ein Schraubendampfboot dargestellt, das auf der Seine bei Paris angewendet wird. Seine Länge beträgt 30 m bei einer Breite von 3,7 m und einem Tiefgange von 1,45 m mit voller Belastung von 28 Tonnen. Die für 6 At Spannung berechnete Maschine entwickelt eine





Leistung von 25—30 Pferdestärken; der Kessel ist horizontal angeordnet und hat eine Heizfläche von 32 qm. Als Propeller ist eine vierflügelige Schraube von 1,2 m Durchmesser in Verwendung, welche pro Minute 120 bis 200 Umdrehungen macht. Die Zahl der Passagiere, welche das Schiff aufnehmen kann, beträgt 150, seine Geschwindigkeit 12000 m pro Stunde, bei einem täglichen Coaksconsum von 32 hl. —

Fig. 21—26 bieten eine Darstellung des Bugsirdampfbootes und Eisbrechers der Handelskammer zu Lübeck mit einer Länge über Deck von 24,9 m. Die Länge in der Constructionswasserlinie beträgt 22,56 m, die Breite im Hauptspant 5,55 m, die Tiefe im Raum 3,05 m, der Tiefgang 2,57 m. Die Construction und Anordnung der Maschine ist aus den Textfiguren 1136—1142 ersichtlich; nur in Betreff des cylindrischen Kessels sei noch bemerkt, dass derselbe 2 Feuerungen mit zwei getrennten Feuerbüchsen und schmiedeeiserne Siederöhren enthält. Seine Heizfläche ist 80 qm, die Rostfläche 2,55 qm. Das Schiff hat eine Fahrgeschwindigkeit von 9 Knoten pro Stunde.

Zum Schluss ist in Fig. 27—32 ein Passagier- und Bugsirdampfboot von 20 Pferdestärken, das auf der unteren Oder im Betriebe ist, dargestellt. Seine Länge zwischen den Perpendikeln beträgt 23,2 m, seine Breite in der Constructionswasserlinie 4 m. Die Tiefe vorn beträgt 1 m, hinten 1,43 m, die Raumtiefe hingegen 2 m. Der Dampfer zeigt eine Constructionstiefe von 1,1 m und hat 67,500 cbm Deplacement.

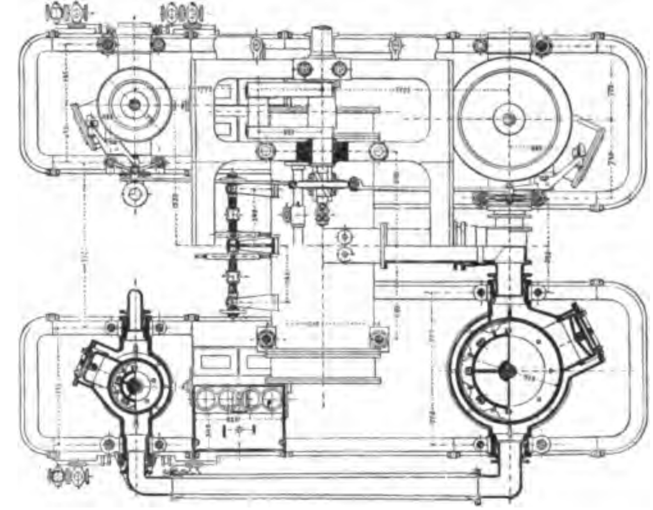


Fig. 1158—1160.

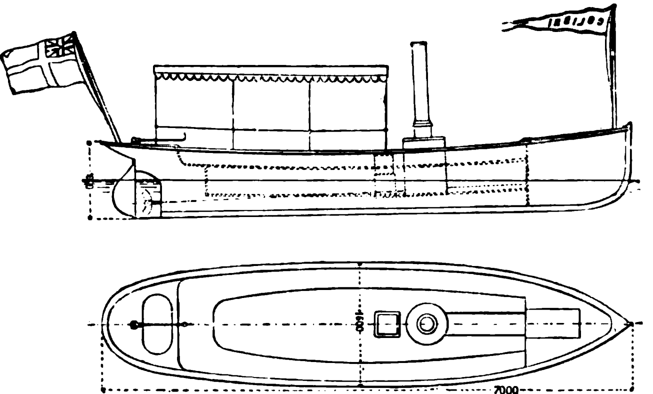


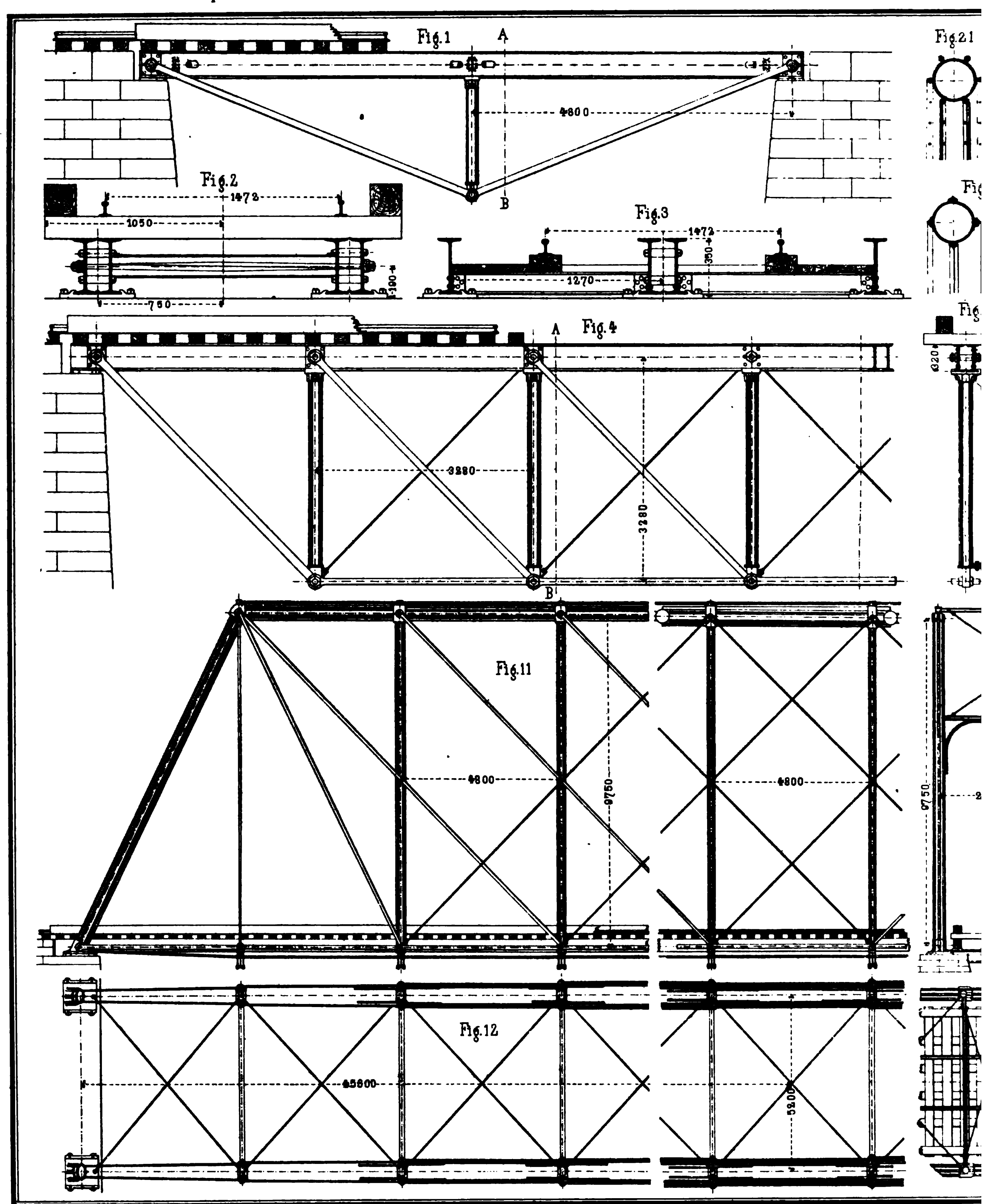
Fig. 1161—1162.

LITERATUR.

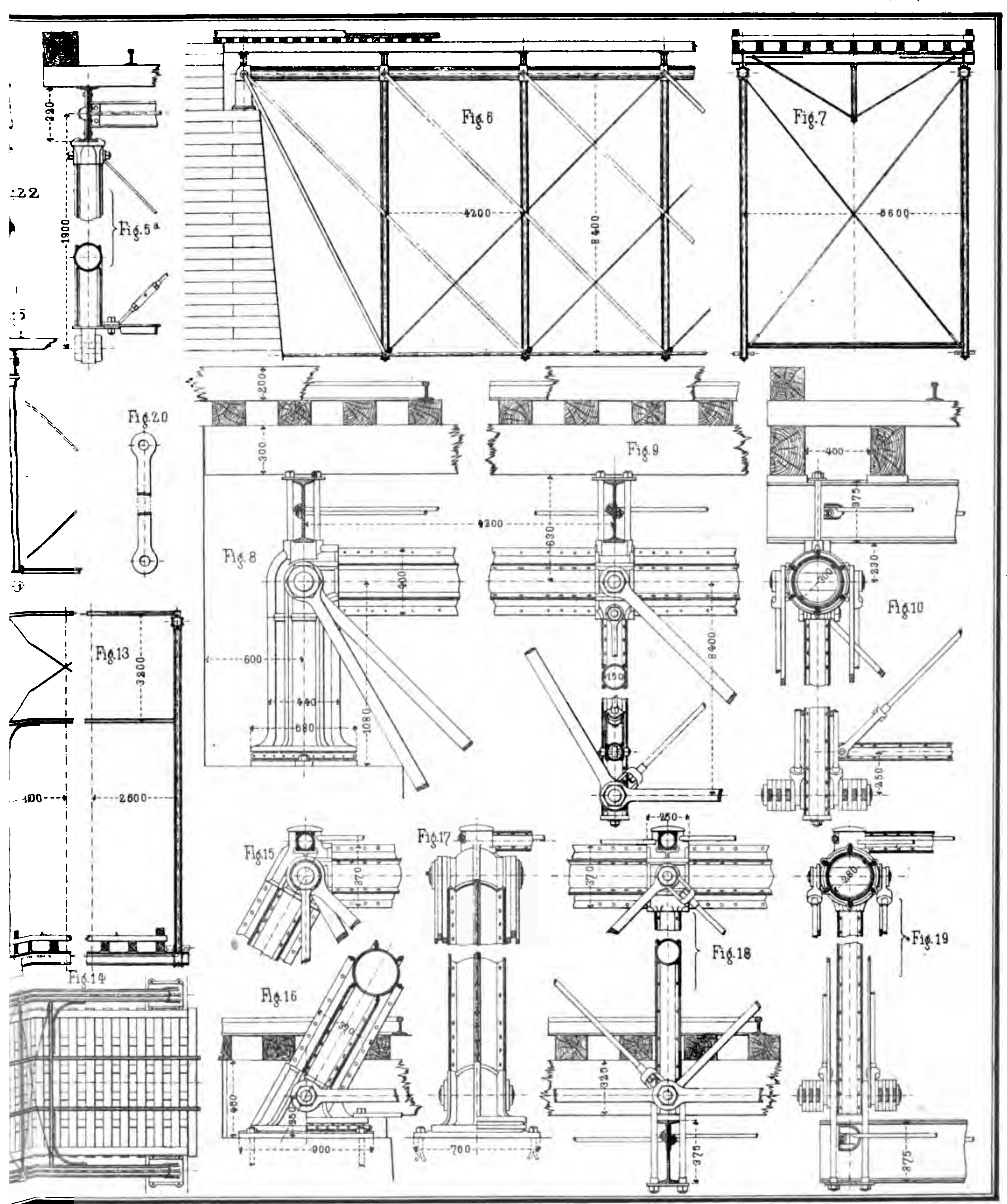
Verzeichniss der benutzten Quellen.

White, Handbuch für Schiffbau. Leipzig, Felix.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig, Schwetschke & Sohn.
Schwarz-Flemming, Die Kesselabtheilung auf Dampfschiffen. Berlin, Gärtner.
„Hütte“, Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin, Ernst & Korn.
————, Sammlung von Zeichnungen.
Redtenbacher, Der Maschinenbau. Mannheim-Heidelberg, Bastermann.
Nystrom, Pocket-Book of Mechanics, Philadelphia, Lippincott & Co.
Maw and Dredge, Engineering. London.
Oppermann, Portefeuille économique des machines. Paris.
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
Lacroix, Annales du Génie civil. Paris.
Ziese, R., Ingenieur. Ueber neuere Schiffs-Maschinen. Kiel 1879. Universitäts-Buchhandlung.

Amerikanis

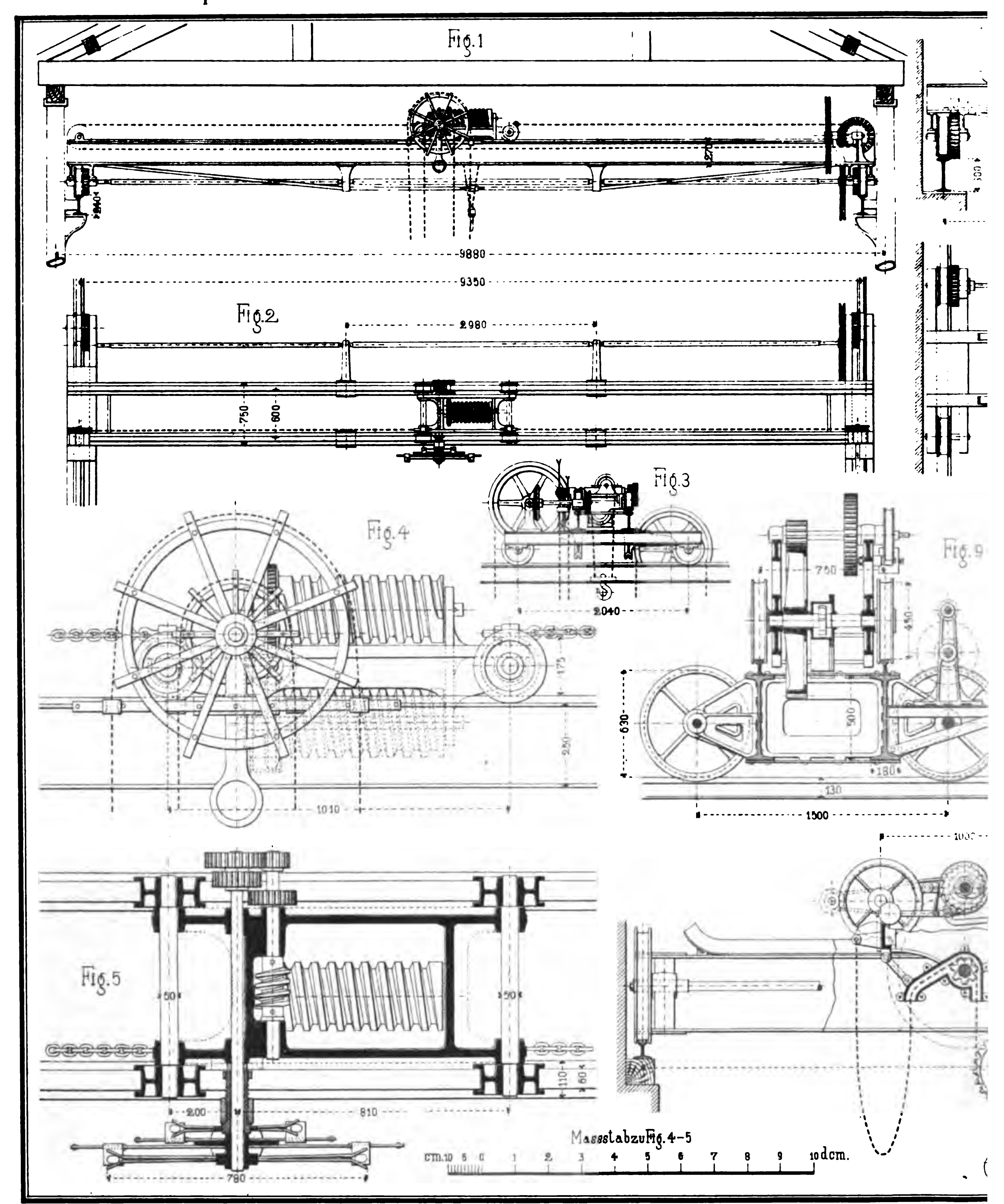


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

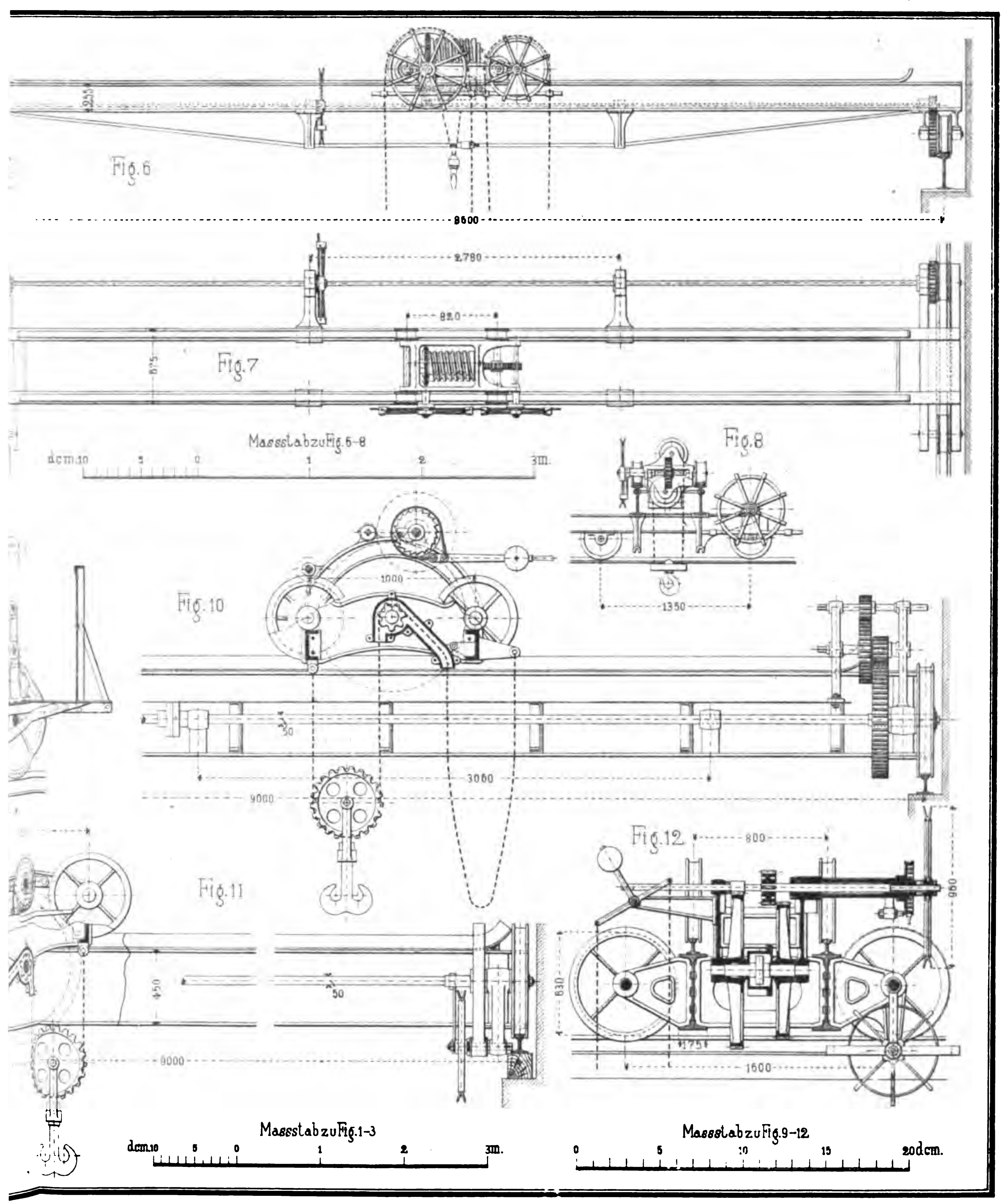


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Laufk

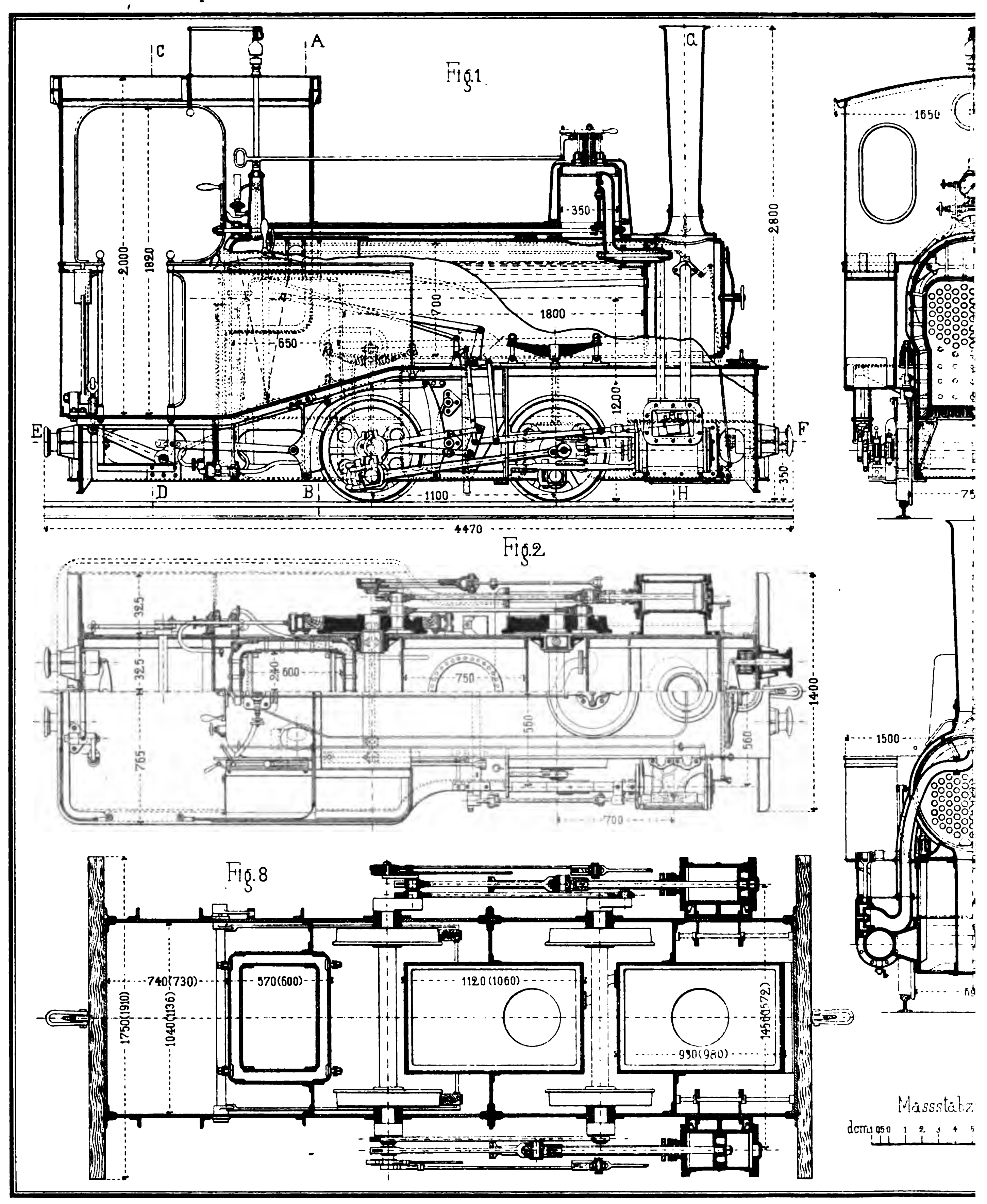


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

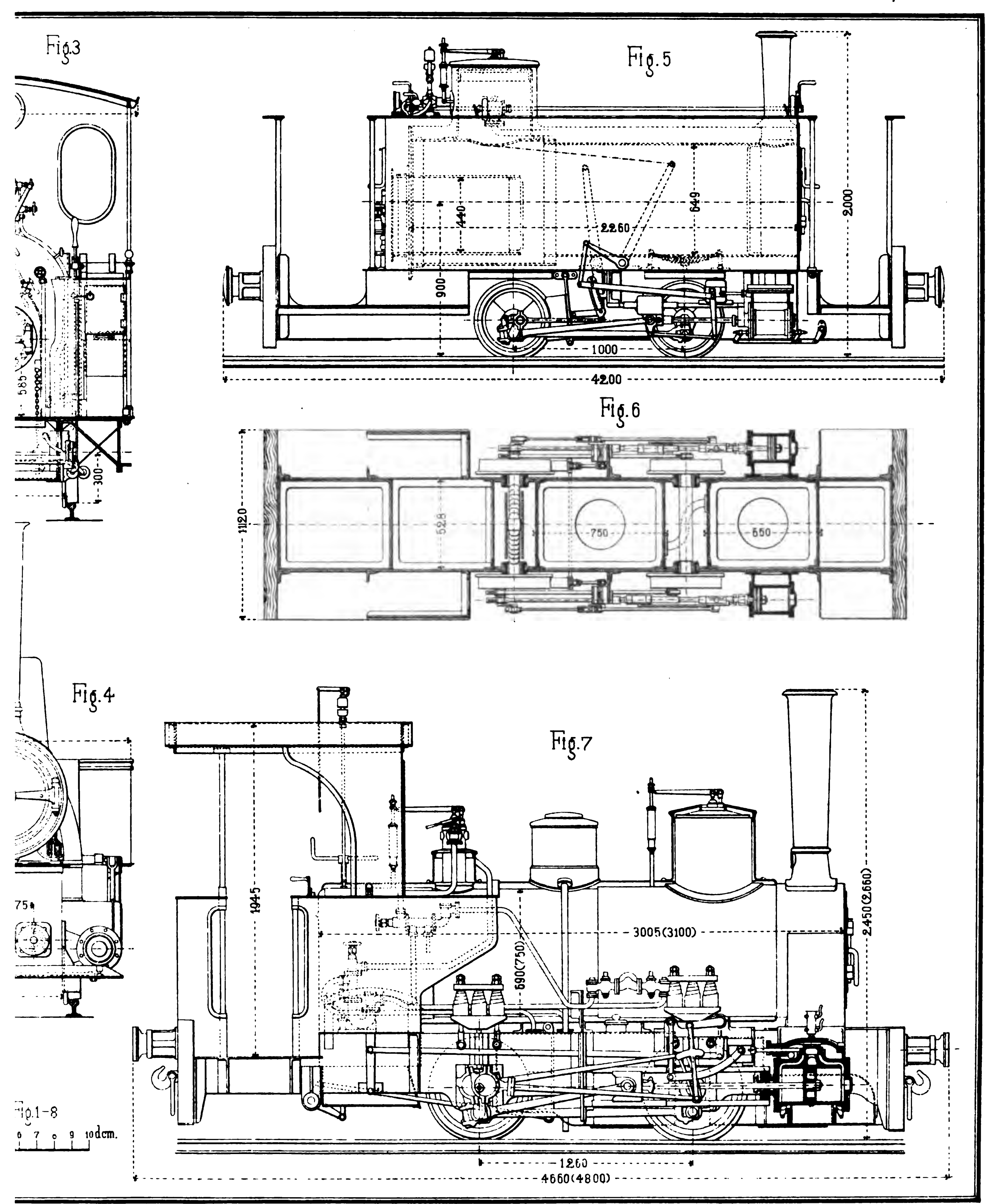


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Locomotiven für Fabr

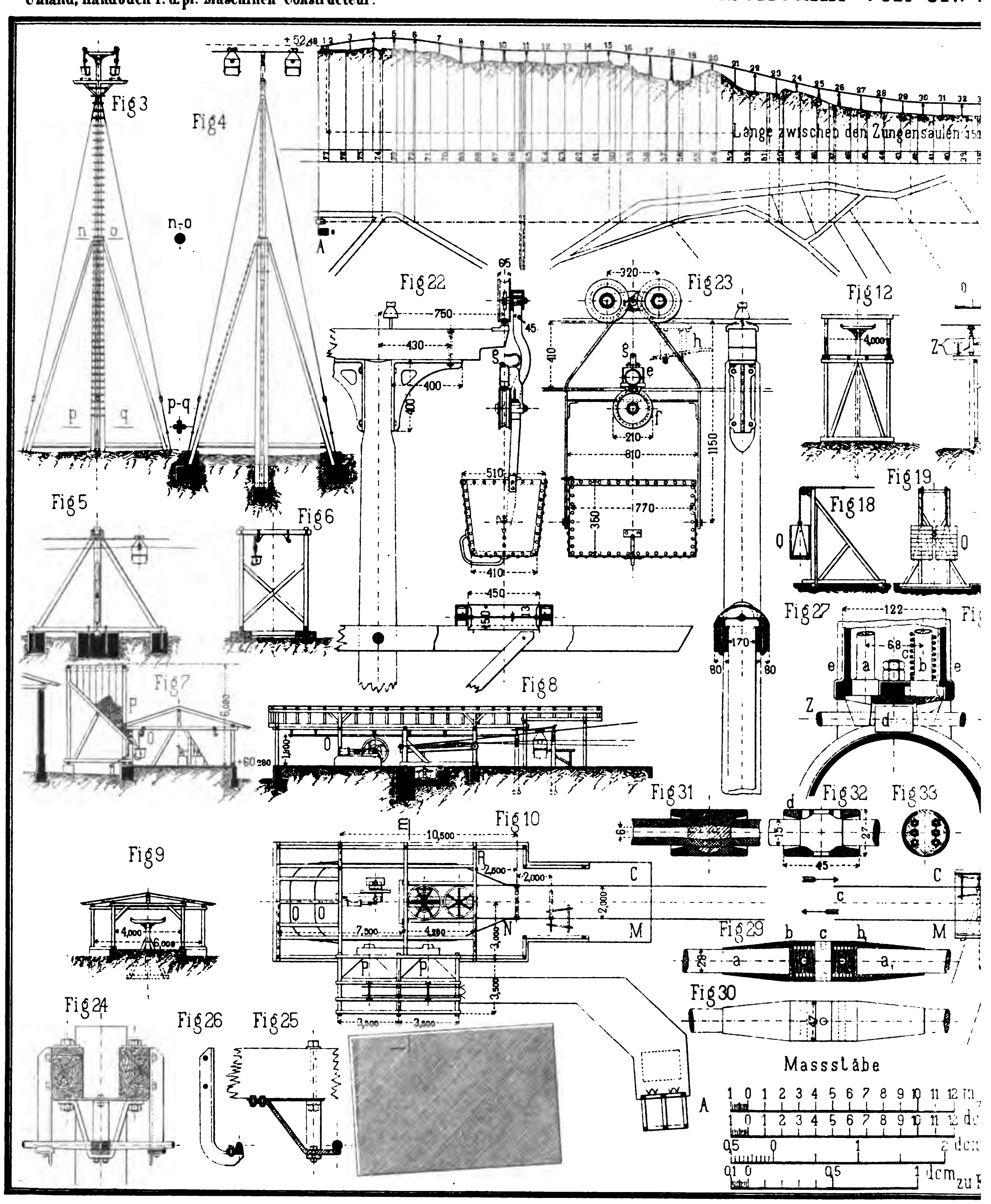


V—lag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.



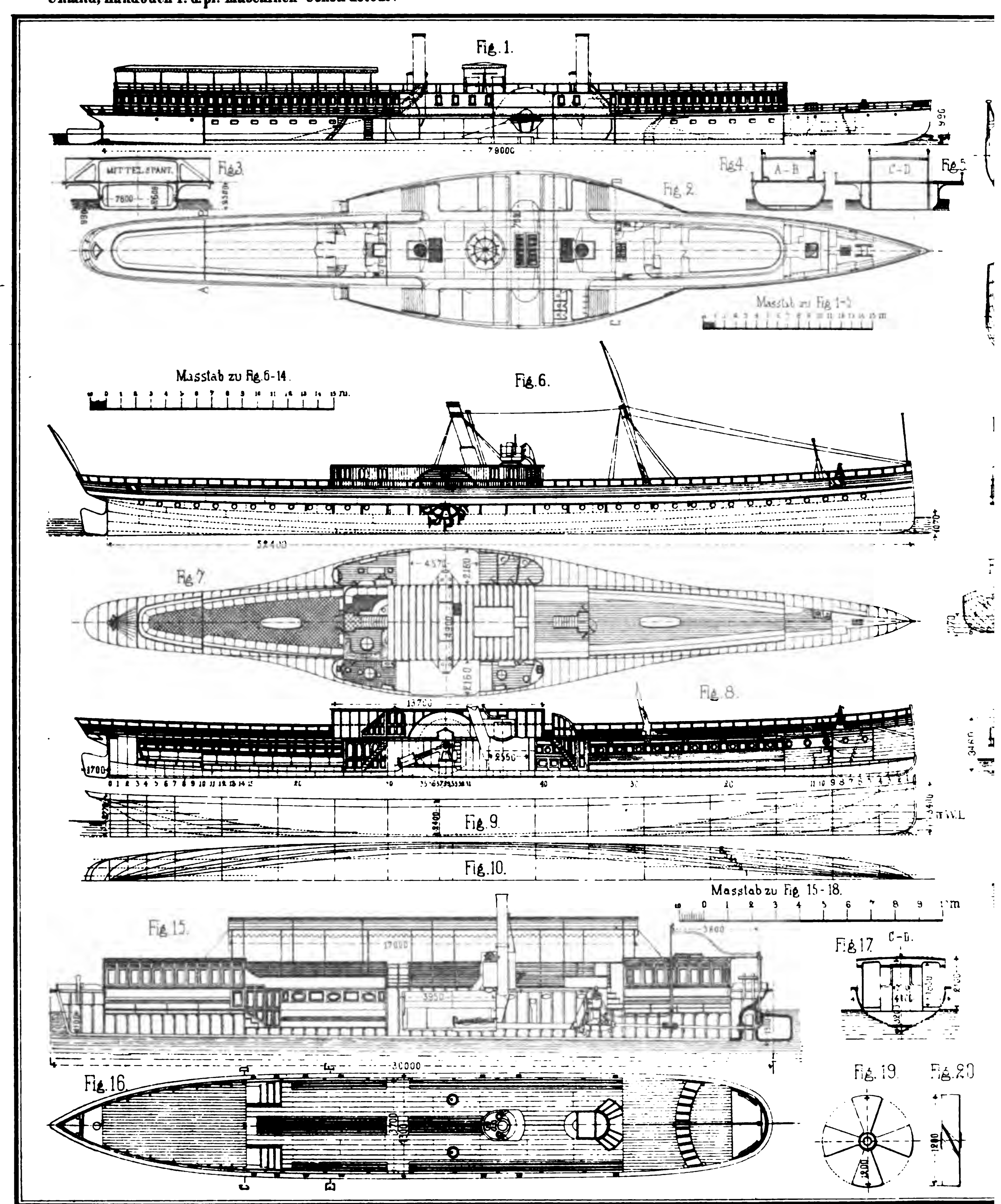
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Drahtseilbahn von Civ.-

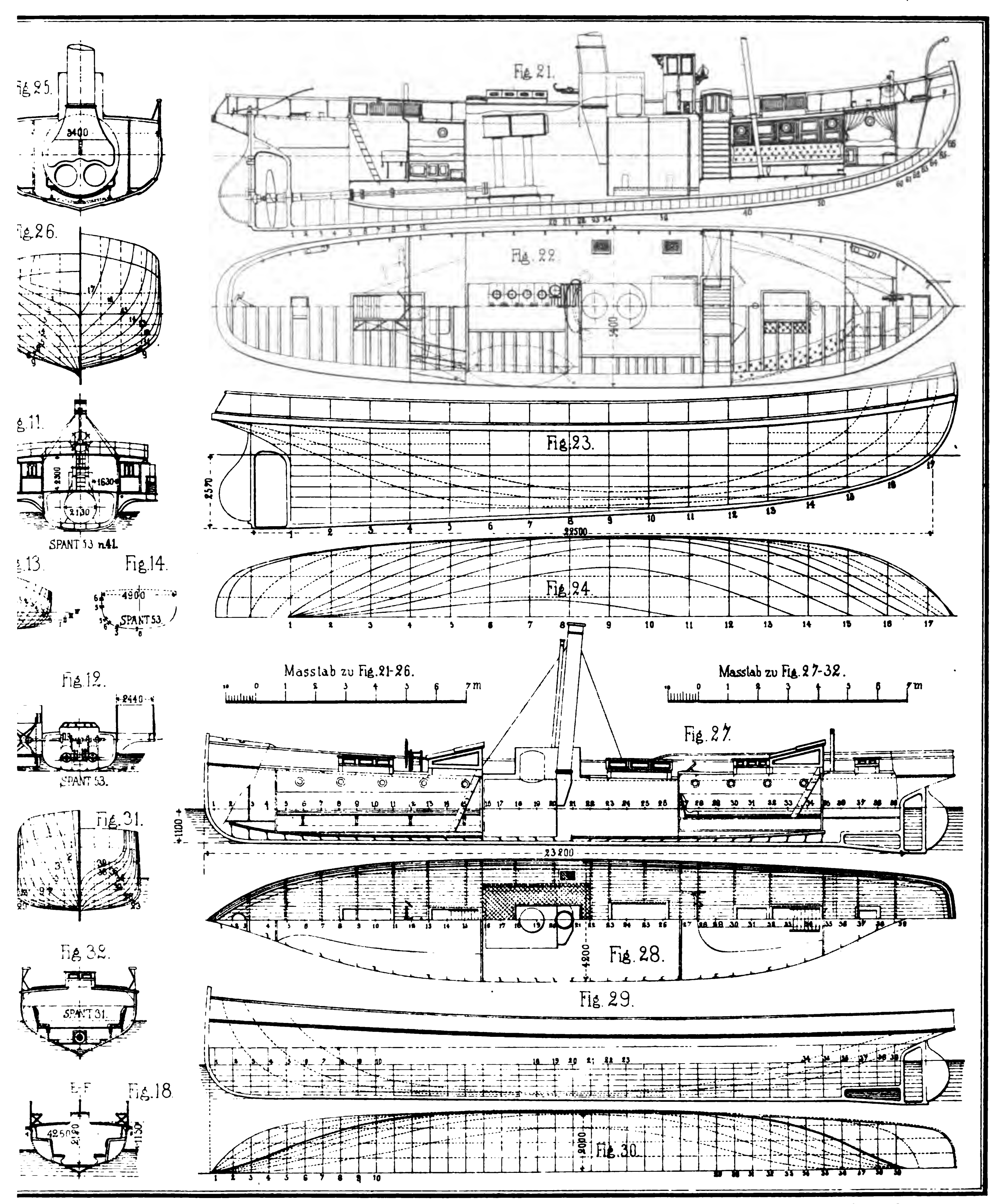


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Eisern

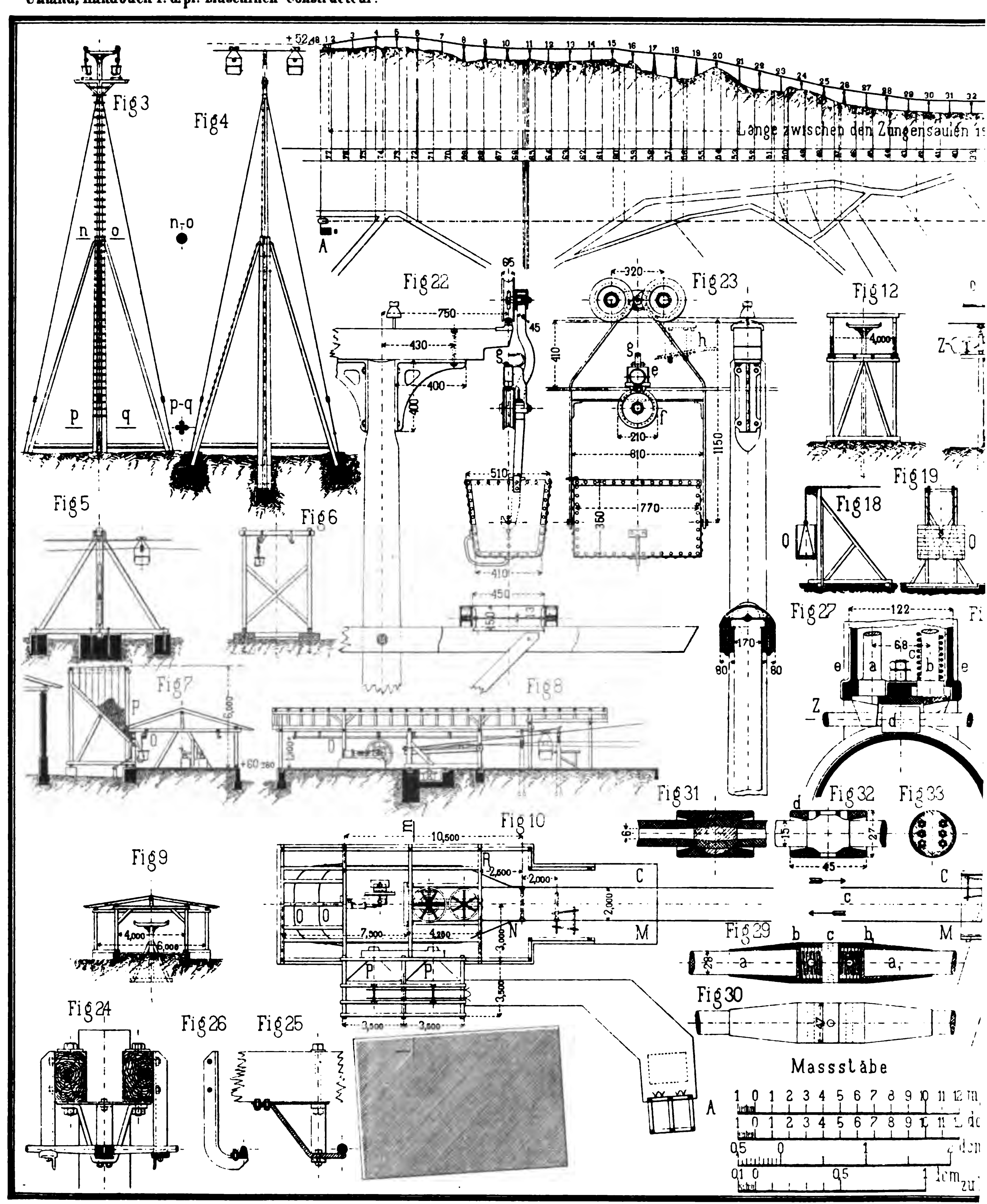


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung. Leipzig.



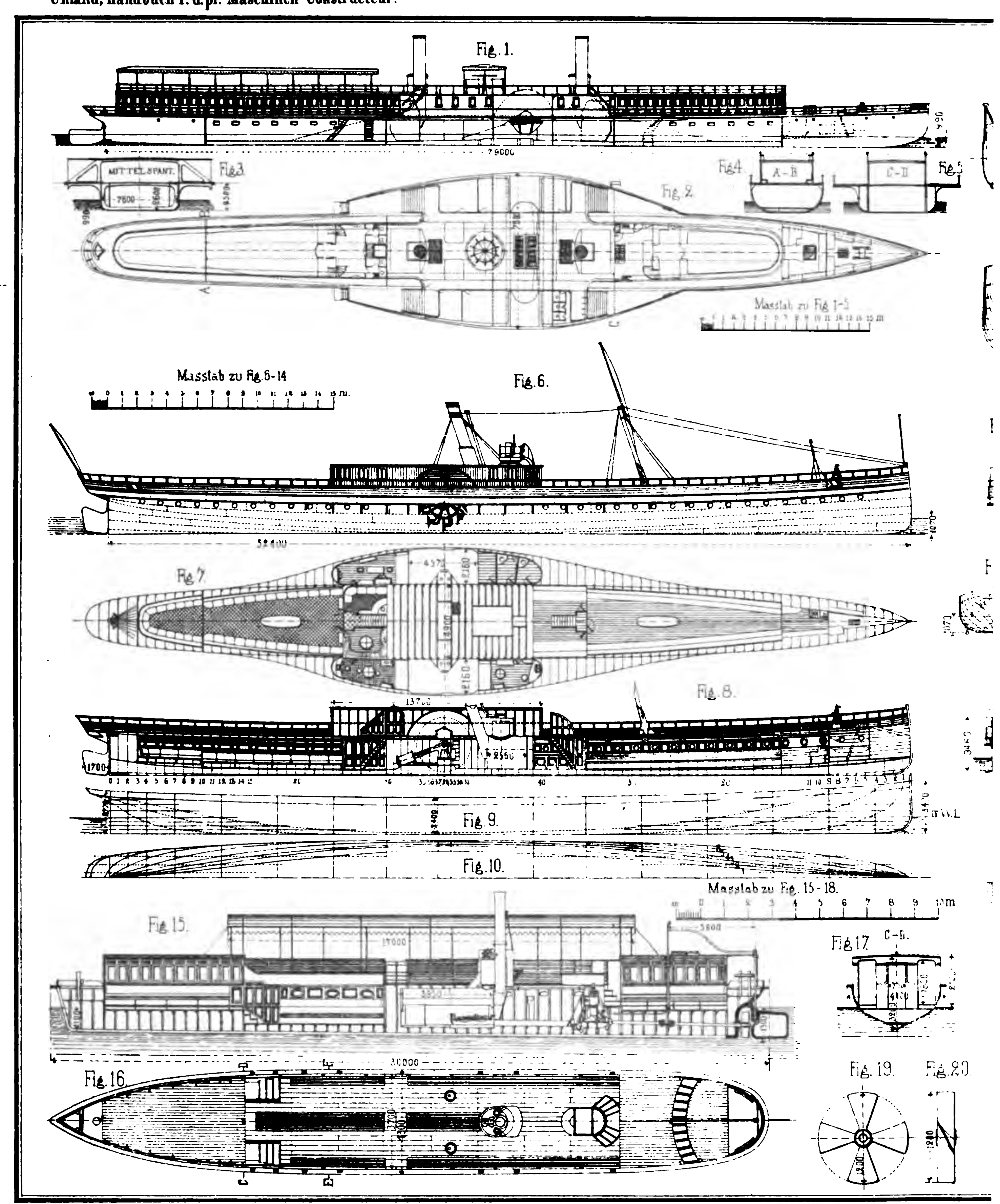
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Drahtseilbahn von Civ.-

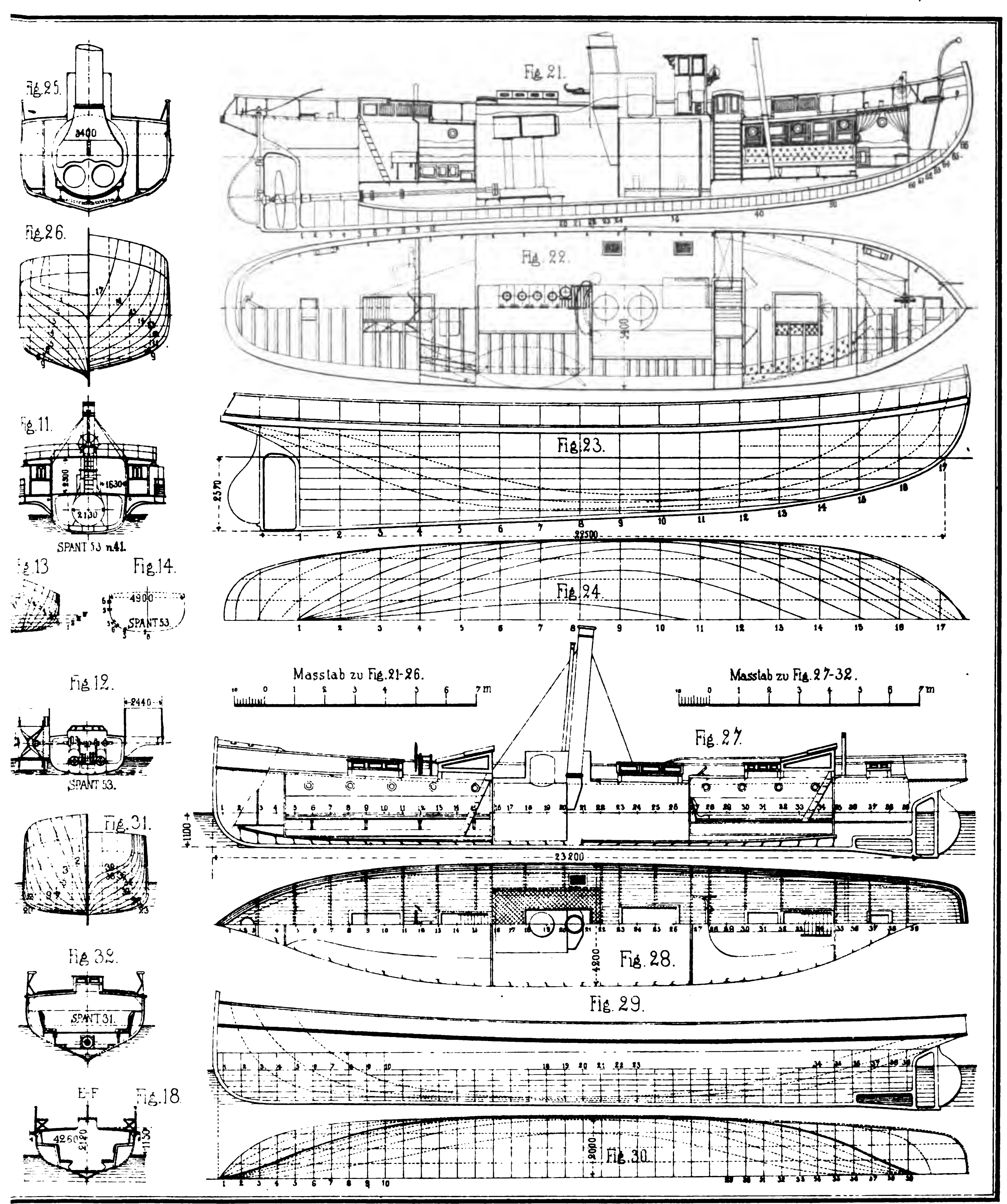


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Eisern



Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.



Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

